

UNIVERSITATEA DIN BACĂU
FACULTATEA DE INGINERIE

IULIAN FLORESCU

MAȘINI HIDRAULICE

**NOTE DE CURS
PENTRU UZUL STUDENȚILOR**

**Editura ALMA MATER
Bacău 2007**



Tiparul executat sub comanda nr...
UNIVERSITATEA din BACĂU
Str. Spiru Haret nr. 9 Bacău
Apărut în anul 2007

PREFAȚĂ

Odată cu celelalte discipline științifice, Mașinile hidraulice s-au dezvoltat rapid în ultimul timp, numeroasele cercetări efectuate lărgind mult cunoștințele asupra modului de funcționare și a caracteristicilor constructive, cât și a numeroaselor aspecte a căror rezolvare depinde de cunoașterea aprofundată a acestora. Paralel a crescut și numărul aplicațiilor în diverse ramuri ale tehnicii moderne, pentru a căror dezvoltare cunoașterea fenomenelor specifice fluidelor a devenit indispensabilă.

Lucrarea este rezultatul activității didactice și științifice a autorului, profesor doctor inginer în cadrul Catedrei de Energetică, Mecatronică și Știința Calculatoarelor și se bazează pe concepția unitară de predare a acestei discipline în toate universitățile tehnice din țară.

Această lucrare încearcă să dea o prezentare a aspectelor esențiale ale teoriei, calculului și proiectării echipamentelor specifice disciplinei, de asemeni a problemelor reprezentative, precum și modul specific de rezolvare a lor.

Lucrarea cuprinde pe întinderea a 8 capitole aplicarea ecuațiilor și teoremelor generale ale Mecanicii fluidelor în studiul mașinilor hidraulice și acționărilor hidrostatice și studiul caracteristicilor funcționale mecanice și energetice ale acestora. Majoritatea capitolelor au un conținut teoretic pronunțat cu demonstrații relativ simple și punctate cu descrieri tehnice aplicative.

Lucrarea se adresează în primul rând studenților facultăților cu profil mecanic și energetic și are ca scop aprofundarea și consolidarea sub aspect teoretic și aplicativ a cunoștințelor legate de acționările și sistemele de comandă utilizând diferite tipuri de fluide. Totodată oferă soluții științifice pentru alegerea unor subiecte de cercetare aprofundată și este folosită de specialiștilor din industriile de profil.

Julian Florescu

LISTA DE NOTAȚII

A	aria	n	exponentul politropic; frecvența; turația turbomașinii
At	atmosfera fizică	n_s	rapiditatea în funcție de putere
$\vec{a}(a_x, a_y, a_z)$	vectorul accelerație	n_q	rapiditatea în funcție de debit
a	viteza de propagare a loviturii de berbec	n_1	turația unitară
at	atmosfera tehnică	$Oxyz$	triedrul de referință
b	lățimea deversorului;	$Ox_1y_1z_1$	triedrul atașat unui corp în mișcare
C	coeficientul lui Chézy; viteza absolută în turbomașini; centru de carenă; centrul de presiune	P	perimetrul udat;
c	viteza sunetului;	p	presiunea
D	diametrul	\bar{p}_n	tensiunea unitară de suprafață
E	energia totală unitară; modulul de elasticitate (solide)	p_a	presiunea atmosferică (p_{at})
Eu	numărul lui Euler	p_{cr}	presiunea critică
\vec{F}	forța	p_d	presiunea dinamică
\vec{F}_g	forța de greutate	p_m	presiunea manometrică
\vec{F}_m	forța masică	p_{st}	presiunea statică
\vec{F}_p	forța de presiune	Q	debitul volumic; debitul sursă punctiformă; debitul
\vec{F}_s	forța de suprafață	Q_M	debitul masic
Fr	numărul lui Froude	Q_G	debitul gravific
f	frecvența	Q_i^l	debitul unitar
\bar{f}_i	rezultanta forțelor de inerție unitare	q	debitul specific;
\bar{f}_m	rezultanta forțelor masice exterioare unitare	R	raza (cilindru, sferă); raza hidraulică; constanta gazelor perfecte; rezistența la înaintare; raza de curbură
G	centrul de greutate	\bar{R}	rezultanta forțelor exterioare
g	acclerația gravitației	Re	numărul lui Reynolds
H	sarcina hidrostatică; energia specifică; energia specifică (sarcina) turbomașinilor adâncimea;	\vec{r}	vectorul de poziție
H_0	presiunea statică	$r(\theta, z)$	coordonata cilindrică
H_s	înălțimea de aspirație	S	suprafața
H_t	sarcina unui rotor real, fluidul perfect	Sh	numărul lui Strouhal
$H_{t_{\infty}}$	sarcina teoretică a unui rotor ideal cu un număr infinit de pale;	s	elementul de arc
h_r	energia disipată (pierderea de sarcină)	T	temperatura absolută; perioada
$I_x(I_y, I_z)$	componenta impulsului pe axa Ox (Oy, Oz); momentul de inerție al suprafeței S față de Ox (Oy, Oz)	\vec{t}	vectorul tangent la arcul ds
$\vec{i}(\vec{j}, \vec{k})$	versorul axei Ox (Oy, Oz)	t	timpul
\bar{K}	momentul cinetic	U	potențialul forțelor masice
k	exponentul adiabatic	$u(v, w)$	componenta vitezei pe axa Ox (Oy, Oz)
L	lungimea; lucrul mecanic	$\vec{u}(\vec{v}, \vec{w})$	componenta pe Ox (Oy, Oz) a vitezei în mișcarea medie
l	lungimea; lucrul mecanic; lungimea de amestec (Prandtl);	$u^l(v^l, w^l)$	pulsației componente vitezei pe Ox(Oy, Oz)
l_v	lucrul mecanic unitar al forțelor de viscozitate	\bar{u}	viteza de transport la turbomașini
\bar{M}	momentul resultant	$\vec{V}(u, v, w)$	vectorul viteză
Ma	numărul lui Mach	$\vec{V}(\vec{u}, \vec{v}, \vec{w})$	vectorul viteză în mișcarea medie
\bar{M}_0	vectorul moment în raport cu punctul O	$\vec{V}^l(u^l, v^l, w^l)$	vectorul pulsație al vitezei
m	masa	V	viteza medie în secțiune
\bar{n}	vectorul normalei	v	volumul specific (masic)
		$X(Y, Z)$	coordonata carteziană; componenta forței masice unitare pe Ox (Oy, Oz); valoarea adevărată a unei măsurători
		$x(y, z)$	coordonata carteziană
		z	variabila complexă (planul z)
		$W(z, t)$	potențialul complex
		α	coeficientul lui Coriolis;

β	coeficientul de compresibilitate izotermă (modulul de compresibilitate)
Γ	circulația vectorului viteză; intensitatea vârtejului
γ	greutatea specifică
Δ	rugozitatea absolută
δ	lungimea caracteristică; grosimea stratului limită; grosimea peliculei de lubrifiant; grosimea substratului laminar; grosimea (perete);
δ_l	grosimea substratului (filmului) laminar
ε	modulul de elasticitate (fluide); coeficientul de viscozitate turbulentă (Boussinesq)
ζ	coeficientul rezistenței locale
η	viscozitate dinamică; randamentul
η_h	randamentul hidraulic
η_v	randamentul volumic
η_m	randamentul mecanic
θ	viteza de deformare volumică
λ	coeficientul lui Darcy; coeficientul pierderilor de sarcină lineare
ν	viscozitate cinematică
π	produsul criterial
ρ	densitatea
$\bar{\sigma}$	tensiunea superficială a lichidului
$\bar{\tau}$	componenta tangențială a tensiunii unitare
τ	tensiunea tangențială
$\bar{\tau}(\bar{\nu}, \bar{\beta})$	versorul axei tangențiale în triedrul lui Frenet
τ_0	tensiunea tangențială pe perete
Φ	funcția de deformare
φ	potențialul vitezelor (planul z);
ψ	funcția de curent (planul z)
$\bar{\omega}(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$	vectorul vârtej
$\bar{\omega}$	viteza unghiulară

CUPRINS

Capitolul 1. Introducere	11
1.1. Generalități	11
1.2. Randamentele mașinilor hidropneumatice	12
1.3. Clasificarea mașinilor hidraulice și pneumatice	14
Capitolul 2. Turbine hidraulice	16
Capitolul 3. Turbopompe	20
3.1. Clasificarea turbopompelor	20
3.2. Instalații de pompare	22
3.3. Cinematica mișcării în rotorul unei turbopompe	24
3.4. Relația lui Bernoulli în mișcarea relativă din rotoarele turbomașinilor	25
3.5. Aplicarea teoremelor impulsului și momentului cinetic în mișcarea relativă din rotoarele turbomașinilor	27
3.6. Schimbul de energie în rotor	29
3.7. Ecuația turbopompelor	30
3.8. Influența unghiului de ieșire al palei	31
3.9. Curbe caracteristice ale turbopompelor	32
3.10. Caracteristica $H(Q)$ a unei turbopompe	33
3.11. Cavitația turbomașinilor și determinarea înălțimii de aspirație	36
3.12. Determinarea înălțimii de aspirație a unei pompe centrifuge	39
3.13. Similitudinea turbopompelor	40
3.14. Reglarea turbopompelor	43
Capitolul 4. Ventilatoare	44
4.1. Clasificarea ventilatoarelor	44
4.2. Ecuația energiei aplicată ventilatoarelor	44
4.3. Ventilatoare centrifuge	45
Capitolul 5. Mașini volumice	46
5.1. Generalități	46
5.2. Pompe cu piston	47
5.3. Mașini cu pistonăse axiale	48

5.4. Mașini cu pistonăse radiale	49
5.5. Mașini cu palete culisante	50
5.6. Mașini cu roți dințate	51
5.7. Mașini hidrostatice liniare	52
5.8. Transmisii hidrodinamice	53
5.9. Turboambreiajele	53
5.10. Transformatoare hidraulice	56
5.10.1. Definirea și clasificarea transformatoarelor hidraulice	56
5.10.2. Transformatoare hidrostatice	57
5.10.3. Transformatoare de presiune	58
5.10.4. Sertare și servomotoare ca transformatoare hidrostatice de forță	59
5.10.5. Prese mici, cricuri și acumulatori hidraulice	61
5.11. Transformatoare hidraulice de pompare	63
5.11.1. Turbotransformatorul simplu	64
5.12. Injectoare și ejectoare	66
5.12.1. Injectorul hidraulic și injectorul hidropneumatic	66
5.12.2. Ejectorul hidraulic	68
5.12.3. Ejector hidropneumatic	69
5.12.4. Ejectorul cu diferite fluide	69
5.12.5. Ejectorul cu abur utilizat ca termocompresor	70
5.13. Berbecul hidraulic și hidropulsorul	71
5.13.1. Berbecul hidraulic	71
5.13.2. Hidropulsorul	72
5.13.3. Pulsometre hidropneumatice	72
5.13.3.1. Pulsometrul cu abur	72
5.13.3.2. Pulsometrul cu gaze	73
5.14. Turbotransformatoarele	74

Capitolul 6. Echipamente hidromecanice ale conductelor	75
6.1. Definirea și clasificarea echipamentelor conductelor sub presiune	75
6.2. Ventile, clapete, cepuri	76
6.2.1. Ventil de trecere	76
6.2.2. Ventil de ocolire și ventil sincron	76
6.2.3. Ventil de aerisire (ventuza)	
6.2.4. Clapeta de siguranță și clapeta împotriva întoarcerii curgerii	79
6.2.5. Cepul simplu și dublu	80
6.3. Vane plane, pană, duble lentile și ochelari	80
6.3.1. Vana plană simplă	80
6.3.2. Vana-pană	81
6.3.3. Vana cu două lentile	82
6.3.4. Vana plana-ochelari	82
6.3.5. Moduri de acționare ale vanelor plane, pană, duble lentile și vanelor ochelari	83
6.3.6. Calculul parametrilor principali ai vanelor plane	84

6.4. Vane fluture	88
6.4.1. Descrierea vanelor fluture	88
6.4.2. Moduri de acționare a vanelor fluture	89
6.4.3. Etanșarea discului și presiunile maxime	90
6.4.4. Studiul hidrodinamic al vanei-fluture	91
Capitolul 7. Calculul de proiectare al unei pompe centrifuge	95
7.1. Prezentarea temei de proiectare; alegerea unei soluții funcțional–constructive și justificarea alegerii	95
7.1.1. Alegerea lichidului de lucru	95
7.1.2. Justificarea soluției constructive	95
7.1.3. Alegerea materialelor pompei	96
7.1.4. Justificarea turației recomandate.....	97
7.2. Calculul puterii hidraulice utile	98
7.2.1. Alegerea randamentelor.....	98
7.2.1.1. Randamentul volumetric.....	98
7.2.1.2. Randamentul hidraulic	99
7.2.1.3. Randamentul mecanic	100
7.3. Calculul puterii de antrenare și alegerea motorului electric	101
7.3.1. Calculul puterii de antrenare	101
7.3.2. Alegerea motorului electric	101
7.4. Calculul arborelui	101
7.4.1. Predimensionarea arborelui	101
7.4.2. Alegerea, calculul și verificarea penei	102
7.5. Calculul intrării în rotor	102
7.6. Calculul ieșirii din rotor	104
7.7. Trasarea profilului canalului rotoric în plan meridian și în plan paralel	106
7.7.1. Determinarea unei linii de curent intermediară	106
7.7.2. Determinarea poziției muchiei de intrare	108
7.7.3. Trasarea palei în plan paralel	108
7.7.4. Trasarea palei simplu curbate în spațiu	108
7.7.5. Trasarea palei dublu curbate în spațiu	109
7.8. Calculul carcasei spirale	109
7.8.1. Calculul parametrilor carcasei spirale	109
7.8.2. Calculul curbelor caracteristice	110
7.8.3. Calculul masei rotorului	111
7.8.4. Calculul forței radiale	112
7.8.5. Calculul distanței optime dintre rotor și carcasă	112
7.8.6. Calculul labirintilor	112
7.8.7. Calculul săgeții statice și dinamice	113
7.8.8. Calculul greutății arborelui	113
7.8.9. Calculul săgeții dinamice	113
7.8.9. Calculul săgeții dinamice	113
Bibliografie	115

Capitolul 1. Introducere

1.1. Generalități

Mașinile hidraulice și pneumatice sunt sisteme tehnice alcătuite din organe de mașini rigide cu mișcări relative determinate care transformă energia hidropneumatică în energie mecanică, energia mecanică în energie hidropneumatică sau o energie mecanică în altă energie mecanică cu alți parametri prin intermediul energiei hidropneumatice. În aceste mașini transformarea energiei se efectuează prin intermediul unui fluid care poate fi lichid (apă sau ulei) sau gaz.

Mașinile care transformă energia hidro-pneumatică în energie mecanică se numesc *mașini de forță* sau *motoare*, cele mai importante fiind turbinele. Mașinile care transformă energia mecanică în energie hidro-pneumatică se numesc *mașini de lucru* sau *generatoare* (pompele, ventilatoarele și compresoarele). Mașinile care transformă o formă de energie mecanică în altă formă de energie mecanică, prin intermediul energiei hidro-pneumatice se numesc *transformatoare* (cuple și ambreiaje).

Clasificarea generală a acestor mașini se face pe baza sensului transformării precum și al criteriului de formă a energiei hidro-pneumatice preponderentă în desfășurarea transformării: energie potențială de poziție, energie potențială de presiune și energie cinetică. Schițele principalelor mașini hidro-pneumatice sunt prezentate în tabelul 1.

Mașinile hidraulice care în cursul transformării prelucrează sau produc numai energie hidraulică potențială de poziție nu prezintă decât un caracter istoric, construcția lor în prezent fiind doar artizanală. Mașinile hidro-pneumatice care prelucrează sau produc, în cursul transformării, în mod preponderent energie potențială de presiune se numesc *mașini statice* sau *volumice* (tab. 1, A, B). Aceste mașini se folosesc în special în cadrul sistemelor de acționări hidro-pneumatice.

Mașinile hidro-pneumatice care prelucrează numai energia cinetică a fluidului motor $C^2/2g$ (în teoria hidrodinamică a mașinilor hidro-pneumatice viteza absolută se notează cu C) și la care presiunea la intrarea în rotorul mașinii p_1 este egală cu presiunea la ieșirea din rotor p_2 , transformarea energiei bazându-se pe lucrul mecanic al forțelor de impuls (acțiune), se numesc *turbine cu acțiune*. Dintre ele fac parte turbinele hidraulice Pelton (tab. 18.2, G) și Banki și turbinele cu abur Curtis.

Mașinile hidro-pneumatice care prelucrează sau produc, în cadrul transformării energiei, atât energie potențială de presiune ($\frac{p}{\gamma}$) cât și energie cinetică ($\frac{C^2}{2g}$) și la care transformarea energiei se efectuează în rotor, se numesc *turbomașini*. Rotorul turbomașinii este un organ în rotație, alcătuit dintr-un butuc (sau coroană) prevăzut cu pale. În afară de rotor ca părți componente turbomașinile mai au un aspirator, un aparat director și o carcasă spirală; la unele din turbomașini, unul sau mai multe dintre aceste organe, pot lipsi. Dintre turbomașini fac parte turbinele Francis, Deriaz, Kaplan și bulb, pompele centrifuge și axiale, ventilatoarele și turbocompressoarele, figura 2. Raportul dintre mărimea energiei potențiale de presiune și întreaga energie hidro-pneumatică transformată în rotor se numește *grad de reacțiune* R , definit prin relația:

$$R = \frac{p_e - p_i}{\rho g H} \quad (1.1)$$

unde indicii e și i corespund ieșirii respectiv intrării în mașină, iar H este energia specifică a fluidului corespunzătoare unității de greutate a fluidului, numită și sarcina fluidului. Pentru $R = 0$, corespund motoarele cu acțiune, cum ar fi turbinele Pelton și Banki.

Pentru $0 < R < 1$, turbinele se numesc cu reacțiune și sunt de tipul Francis, Dériaz, Kaplan sau bulb.

Pentru $R = 1$, corespund motoarele hidrostatice.

Se obișnuiește să se noteze (fig. 1.1) cu 0 un punct situat imediat în amonte de intrarea în rotor, cu 1 un punct situat imediat în aval de intrarea în rotor (foarte aproape de 0), cu 2 un punct imediat în amonte de ieșirea din rotor și cu 3 un punct imediat în aval de rotor, foarte aproape de punctul 2.

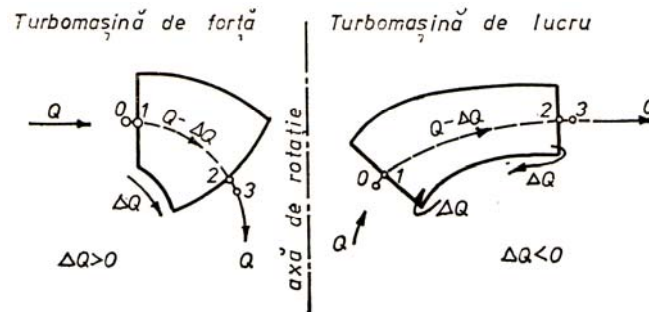


Fig. 1.1. Puncte caracteristice în rotorul unei turbopompe

Energia pe care o cedează fluidul în turbo-mașinile de forță se consideră pozitivă ($H > 0$), iar energia pe care turbo-mașinile de lucru o cedează fluidului se consideră negativă ($H < 0$); expresia energiei specifice B este de forma:

$$H = \frac{p_i - p_e}{\gamma} + \frac{C_i^2 - C_e^2}{2g} + z_i - z_e \quad (1.2)$$

i fiind un punct la intrarea în mașină, iar e un punct la ieșirea din mașină.

Puterea (N) la arborele unei mașini hidro-pneumatice este dată de relația:

$$N = \gamma Q H \cdot \eta^{\pm 1} \quad (1.3)$$

în care γ este greutatea specifică a fluidului, Q — debitul volumic trecut prin mașină iar η - randamentul; datorita energiei specifice (sarcinii) H , care este pozitivă la mașinile de forță și negativă la mașinile de lucru, și puterea este pozitivă la mașinile de forță ($N > 0$), fiind o putere utilă și este negativă la mașinile de lucru ($N < 0$), fiind o putere consumată.

1.2. Randamentele mașinilor hidro-pneumatice

Transformarea energiei în mașinile hidro-pneumatice se face cu pierderi de energie, acest fenomen fiind pus în evidență de randamentul mașinii. În cazul mașinilor de forță puterea utilă este puterea mecanică la arborele mașinii N , iar puterea consumată pentru producerea acesteia este puterea hidro-pneumatică cedată de fluidul motor ($\gamma Q H$), deci exponentul randamentului în expresia puterii (1.3) este pozitiv (+1).

La mașinile de lucru puterea utilă este puterea hidro-pneumatică cedată de mașina fluidului ($\gamma Q H$), iar puterea consumată este puterea mecanică la arbore (N), care trebuie

sa fie mai mare pentru a acoperi și pierderile; așadar în cazul mașinilor de lucru, în expresia puterii (1.1) exponentul randamentului este negativ (-1).

Randamentul η se explică prin existența unor pierderi în cursul transformării energiei. Aceste pierderi sunt :

- *pierderi hidraulice*, reprezentând pierderile de sarcină pe care fluidul le are la curgerea prin mașină și care se notează cu h_r ; energia specifică disipată h_r , fiind o energie cedată de fluid, va fi considerată pozitivă atât în cazul mașinilor de forță cât și în cazul mașinilor de lucru ($h_r > 0$);

- *pierderile volumice*, reprezentând scapări de debit, notate cu ΔQ , prin neetanșeitățile dintre rotor și carcasă; la mașinile de forță scapările ΔQ , nu participă la schimbul de energie, evitând rotorul, iar la mașinile de lucru scapările ΔQ se întorc de la refulare la aspirație după ce au primit energie de la rotor ; la mașinile de forță acest debit este considerat pozitiv ($\Delta Q > 0$), deoarece trece prin mașină împreună cu debitul util Q (are același sens), iar la mașinile de lucru este considerat negativ ($\Delta Q < 0$) deoarece

nu trece prin întreaga mașină, formând un circuit în jurul rotorului, în afara acestuia, având sens contrar lui Q (fig. 1.1);

- *pierderi mecanice*, reprezentând pierderi de putere datorită frecărilor existente în lagărele mașinii, între părțile în mișcare ale mașinii și fluidul motor și între părțile în mișcare și aerul înconjurător; puterea mecanică disipată prin frecări se notează cu ΔN_f și la mașinile de forță este considerată de semn contrar puterii utile N , iar la mașinile de lucru de același semn cu puterea cedată fluidului și cea consumată de la motorul de antrenare, în ambele cazuri ΔN_f fiind considerată negativă ($\Delta N_f < 0$).

Existența acestor pierderi este pusă în evidență prin randamentele parțiale : η_h - randamentul hidraulic, η_v —randamentul volumic și η_m - randamentul mecanic, ale căror expresii sunt :

$$\eta_h = \left(\frac{H - h_r}{H} \right)^{\pm 1} \quad \eta_v = \left(\frac{Q - \Delta Q}{Q} \right)^{\pm 1} \quad \eta_m = \left(\frac{N}{N - \Delta N_f} \right)^{\pm 1} \quad (1.4)$$

Semnele exponenților sunt plus pentru mașini de forță și minus pentru mașini de lucru ; de asemenea trebuie să se țină seama de convenția de semne anterioară : la mașinile de forță H , N și ΔQ sunt pozitive, iar la mașinile de lucru H , N și ΔQ sunt negative.

Ținând seama de acestea, puterea la arborele mașinii se scrie sub forma:

$$N = \gamma(Q - \Delta Q)(H - h_r) + \Delta N_f = \gamma \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H} + \Delta N_f$$

sau

$$N - \Delta N_f = \gamma Q H \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H}$$

$$N \left(\frac{N - \Delta N_f}{N} \right) = \gamma Q H \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H}$$

de unde rezultă:

$$N = \gamma Q H \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H} \cdot \frac{N}{N - \Delta N_f} \quad (1.5)$$

Comparând relațiile 1.3 și 1.5 se observă că randamentul unei mașini hidro-pneumatice se poate scrie:

$$\eta^{\pm 1} = \frac{H - h_r}{H} \cdot \frac{Q - \Delta Q}{Q} \cdot \frac{N}{N - \Delta N} \quad (1.6)$$

Cu semnul + pentru mașini de forță și – pentru mașini de lucru. Ținând seama de relațiile 1.4 se obține:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (1.7)$$

Adică randamentul unei mașini hidro-pneumatice este un produs al randamentelor parțiale, hidraulic, volumic și mecanic.

1.3. Clasificarea mașinilor hidraulice și pneumatice

Această clasificare se poate realiza după mai multe criterii:

a) După natura fluidului prin intermediul căruia se execută transformarea energiei:

- mașini hidraulice, la care transformarea energiei se face prin intermediul unui lichid, de obicei apă sau ulei;

- mașini pneumatice, la care transformarea energiei se face prin intermediul unui gaz oarecare sau aer.

Principalele mașini hidraulice sunt turbinele hidraulice, pompele, turbotransmisiile și motoarele hidrostatice, iar principalele mașini pneumatice sunt compresoarele, ventilatoarele și suflantele.

b) După sensul transformării energiei:

- motoare hidraulice sau mașini hidraulice de forță, care transformă energia hidraulică în energie mecanică, din care fac parte turbinele hidraulice, figura 1.2 și motoarele hidrostatice;

- generatoare hidraulice, care transformă energia mecanică în energie hidraulică, din care fac parte pompele, figura 1.2 și ventilatoarele;

- transformatoare hidraulice, care transformă o energie mecanică în altă energie mecanică cu caracteristici deosebite din care fac parte transmisiile volumice, turbocuplele sau unele sisteme de acționare.

c) După tipul energiei hidraulice prelucrate:

- mașini hidraulice care transformă numai energia potențială de poziție, cum ar fi roțile de apă de la mori;

- mașini volumice, sau hidrostatice, care transformă în mod preponderent energie potențială de presiune, cum ar fi motoarele hidrostatice, pompele și transmisiile volumice;

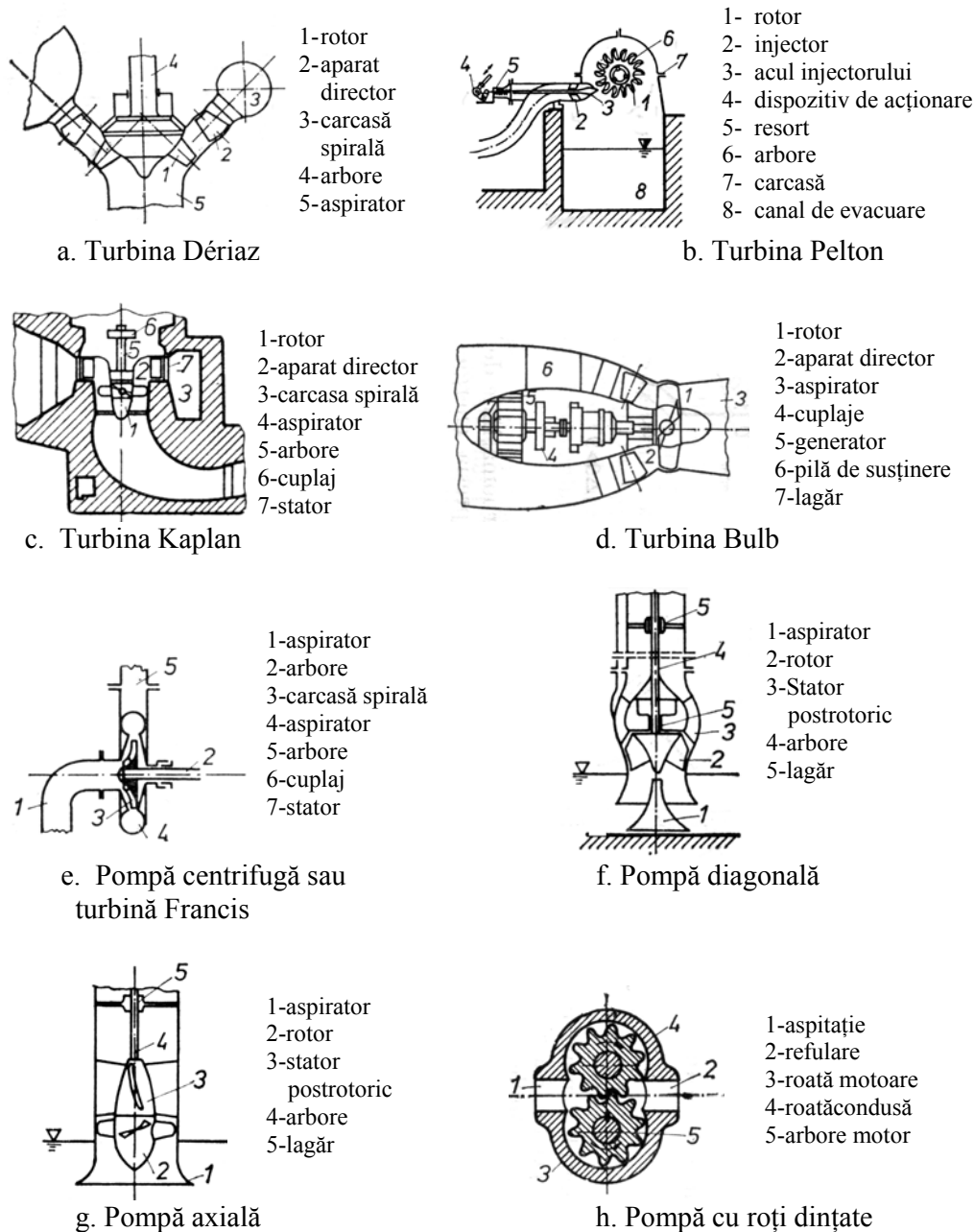


Fig.1.2. Principalele tipuri de mașini hidraulice

- turbomașinile, care transformă atât energia potențială de presiune, cât și energie cinetică, transformare executată de către un rotor. Din această categorie fac parte turbopompele, ventilatoarele sau turbotransmisiile.

O turbină hidraulică se compune din următoarele trei organe principale:

- un distribuitor, care imprimă fluidului o viteză de mărime și direcție convenabile pentru atacul rotorului în condițiile optime dorite, cu minim de pierderi de sarcină;

- un rotor prevăzut cu pale sau cupe, care are rolul de a transforma energia hidraulică în energie mecanică;

- un aspirator sau difuzor, care recuperează sub formă de energie de presiune energia cinetică pe care o mai are apa la ieșirea din rotor și de a evacua apa în bieful aval. Aceasta lipsește la turbinele cu acțiune.

O amenajare hidroenergetică se compune în general din următoarele elemente; figura 1.3.: barajul 1, care creează lacul de acumulare 2, priza de apă 3, care permite accesul apei în aducțiunea 4 spre castelul de echilibru 5, casa vanelor 6, conducta forțată 7, centrala 8, care conține turbinele hidraulice, generatoarele electrice și instalațiile aferente, canalul de fugă 9, care restituie apa în râu.

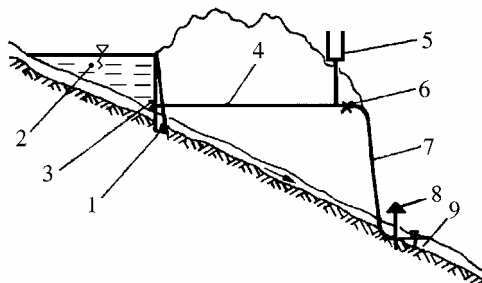


Fig. 1.3. Amenajare hidroenergetică

1. baraj; 2. lac de acumulare; 3. priză de presiune; 4. tunel de aducțiune; 5. castel de echilibru; 6. casa vanelor; 7. conductă forțată; 8. centrală; 9. canal de fugă.

În general schemele de amenajare sunt foarte variate, iar unele din elementele menționate pot lipsi.

Caracteristicile schemei de amenajare impun de obicei tipul turbinei folosite, dar există căderi la care se pot folosi mai multe tipuri de turbine. Mărimea care dă indicații asupra tipului de turbină recomandat este rapiditatea:

$$n_s^* = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{1,36}{P}} \quad (1.2)$$

în care n este turația turbinei (rot/min), H este căderea turbinei (m), P este puterea turbinei (kW).

Capitolul 2. Turbine hidraulice

a) *Turbina Pelton* este o turbină cu acțiune care utilizează căderi mari de sute de metri, până la $H_{\max} = 1765$ m (la U.H.E. Reisseck-Kreuzek în Austria), iar din punct de vedere a rapidității sunt turbinele cele mai lente ($5 < n_s^* < 50$). Există numeroase amenajări echipate cu turbine Pelton care utilizează căderi peste 1000 m.

Puterea maximă obținută până în prezent cu o turbină Pelton este de 203,5 MW la o cădere brută de 865,5 m și o turație $n = 375$ rot/min (U.H.E. Mont-Cenis din Franța).

O turbină Pelton se compune din următoarele elemente, (figura 2.1.): rotorul 1, care este un disc cu cupe fixat pe un arbore și are rolul de a transforma energia cinetică a apei în energie mecanică, injectorul 2 (în unele cazuri există mai multe injectoare plasate la un anumit unghi), acul de reglare 3, deflectorul 4, (lamă dispusă în fața injectorului și care deviază jetul în cazul opririi turbinei), arborele 5, care transmite mișcarea la generatorul electric și carcasa turbinei 6.

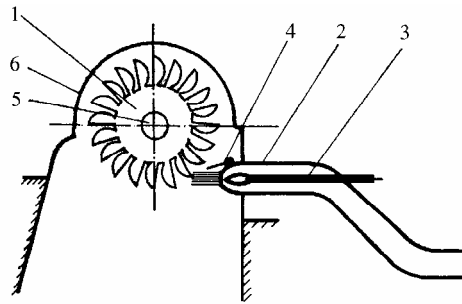


Fig. 2.1. Turbina Pelton

1. rotor; 2. injectoare; 3. ac de reglare; 4. deflector; 5. arbore; 6. carcasă.

Majoritatea rotoarelor Pelton se toarnă dintr-o bucată, cupele având forme speciale și se realizează din oțeluri inoxidabile cu caracteristici mecanice superioare, rezistente la eroziune și cavitație. Injectoarele sunt rectilinii în care curgerea apei este axial-simetrică iar organele de comandă ale acului injectorului sunt conținute într-un bulb central de formă hidrodinamică prevăzut cu aripi de liniștire și de susținere.

La turbinele moderne sunt prevăzute injectoare pentru frânare care lovesc spatelul cupelor pentru a opri turbina în timp cât mai scurt.

Tendința actuală a creșterii puterii centralelor hidroelectrice a făcut ca să se urmărească creșterea puterii unitare a agregatelor. În acest scop a fost necesar să se realizeze agregate cu un număr mare de injectoare pe același rotor. S-au găsit soluții pentru montarea a două rotoare simetrice în consolă la fiecare cap al arborelui generatorului și s-au realizat agregate cu până la șase injectoare pe rotor.

Turbinele Pelton s-au realizat cu arbore orizontal sau cu arbore vertical ultima soluție fiind avantajoasă la puteri unitare mari deoarece permite realizarea unor turații mai ridicate și gabarite mai mici.

În țara noastră, centralele mai importante echipate cu turbine Pelton sunt Dobrești, Moroieni, Sadu V și Lotru-Ciunget. Ultima menționată are 3 turbine de câte 178 MW, la o cădere brută de circa 800 m.

b) Pentru căderi mici, până la 50 m și amenajări de mai mică importanță, se folosește *turbina Banki*, figura 2.2.

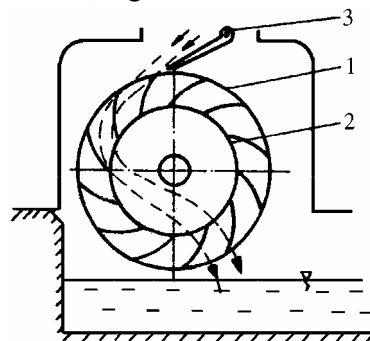


Fig. 2.2. Turbina Banki

1. rotor; 2. pale rotorice; 3. dispozitiv de reglare a accesului apei.

Rotorul 1 este compus din două coroane circulare între care se găsesc palele 2, iar admisia apei în turbină poate fi reglată cu ajutorul clapetei 3. Este singurul tip de turbină la care apa trece de două ori printre palele rotorice.

c) *Turbina Francis*, este o turbină cu reacțiune, care prelucrează căderi de apă între 50 și 610 m, rapiditatea ei fiind cuprinsă între 60 și 350. Aceste turbine se mai numesc radial-axiale, deoarece apa intră radial în rotor, își schimbă direcția și iese axial, figura 2.3.

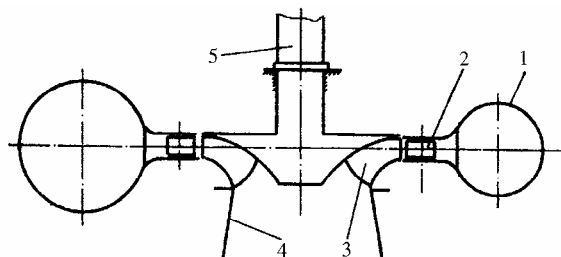


Fig. 2.3. Turbina Francis

1. carcasă spirală; 2. aparat director; 3. rotor paletat 4. aspirator; 5. arbore.

O turbină Francis se compune din următoarele elemente: carcasa spirală 1, aparatul director 2, care asigură unghiul optim de atac al rotorului de către apă și închide accesul apei în turbină în caz de avarie, rotorul 3, care transformă energia hidraulică în energie mecanică, aspiratorul 4, care conduce apa spre bieful aval și arborele 5, care transmite mișcarea la generatorul electric.

Puterea unitară a turbinelor Francis a crescut foarte mult, deținând recordul în cadrul turbinelor hidraulice 508 MW (U.H.E. Krasnoiarsk - Rusia), iar puteri unitare de peste 150 MW sunt instalate în numeroase centrale hidroelectrice din lume.

Cea mai mare cădere utilizată de turbina Francis este de 610 m (U.H.E. Hotzenwald - Germania).

Avantajele folosirii la căderi mari a turbinelor Francis în locul turbinelor Pelton, decurg din turațiile mai mari, reducerea gabaritelor și prețuri unitare mai scăzute.

În țara noastră există numeroase amenajări echipate cu astfel de turbine, uzina hidroelectrică de pe Argeș, uzina de la Bicaz, cea de la Mărișelu etc.

d) *Turbina Dériaz*, este tot o turbină cu reacțiune, utilizată pentru căderi între 30 și 120 m, care are rapiditatea cuprinsă între 200 și 400. Deoarece viteza apei în rotor are două componente, una radială și una axială, această turbină se mai numește turbină diagonală figura 2.4.

Elementele componente ale unei astfel de turbine sunt aceleași ca și la turbina Francis diferind ca formă: carcasa spirală 1, aparatul director 2, rotorul 3, aspiratorul 4 și arborele turbinei 5.

Spre deosebire de turbinele Francis, turbinele Dériaz au palele rotorice reglabile, ceea ce permite funcționarea cu randament mare într-o gamă largă de puteri, sau poate funcționa și în regim de pompă, calitate care o face adecvată pentru amenajări hidroenergetice cu acumulare prin pompaj.

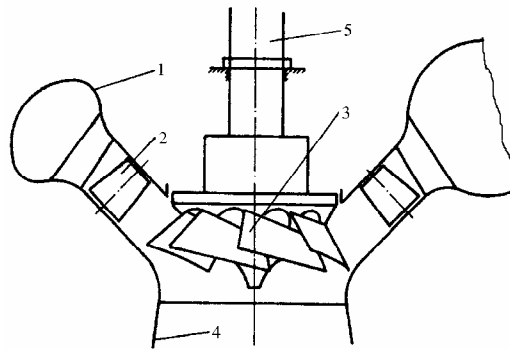


Fig. 2.4. Turbina Dériaz

1. carcasă spirală; 2. aparat director; 3. rotor; 4. aspirator; 5. arbore.

Căderea maximă turbionată de o turbină Dériaz este de 113,4 m (U.H.E. Nikkogawa – Japonia) , cu tendințe de creștere până la 150 m, iar puterea maximă obținută de o astfel de turbină este 77 MW (U.H.E. Buhtarminsk - Rusia).

e) *Turbina Kaplan*, este o turbină cu reacțiune, caracterizată printr-o curgere axială. Turbina Kaplan, figura 2.5. este alcătuită din aceleași elemente ca toate turbinele cu reacțiune: carcasa spirală 1, aparatul director 2, rotorul 3, aspiratorul 4, arborele 5 și mecanisme de manevră și reglaj.

Turbina Kaplan este utilizată pentru căderi de maximum 85 m (U.H.E. Bort-Rhue – Franța). La noi în țară aceste turbine achipează centrala de la Porțile de Fier (178 Mw) și centralele mai mici de pe râurile Bistrița, Argeș și Olt.

De menționat că trei din cele șase agregate de la Porțile de Fier sunt construite în țară la U.C.M. Reșița.

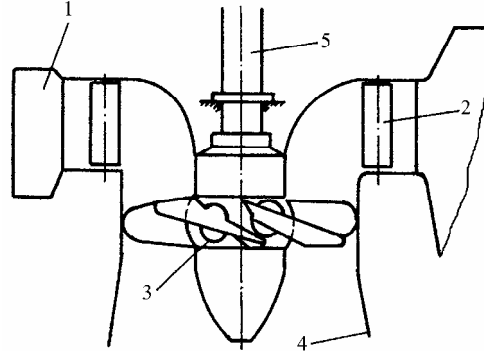


Fig. 2.5. Turbina Kaplan

1. carcasa spirală; 2. aparat director; 3. rotor; 4. aspirator; 5. arbore

Randamentul maxim atins de o turbină Kaplan este de 94,5% (U.H.E. Kuibâșev – Rusia și U.H.E. Clark-Hill – S.U.A.).

f) *Turbinele bulb*, figura 2.6. diferă de celelalte turbine cu reacțiune prin absența carcasei spirale, ceea ce simplifică drumul apei prin turbină.

Turbina bulb se compune dintr-un ajutor convergent divergent, în al cărui secțiune minimă este plasat rotorul 1, iar generatorul electric este amplasat în interiorul bulbului capsulat 2. Aparatul director 3 are rolul de a regla admisia și de închidere a turbinei.

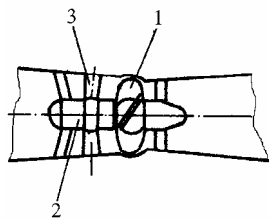


Fig. 2.6. Turbina bulb
1. rotor; 2. bulb capsulat; 3. aparat director

Căderea maximă turbinată de o turbină Bulb este de 16,5 m (U.H.E. Argentat – Franța), iar puterea maximă realizată este de 23 MW (U.H.E. Gerstheim – Franța).

Aceste turbine sunt utilizate pentru căderi mici, de maximum 16 m, iar în țara noastră sunt utilizate la uzina de la Porțile de Fier II și la cea de la Turnu Măgurele - Nicopol.

Capitolul 3. Turbopompe

3.1. Clasificarea turbopompelor

Luând în considerație diferite aspecte legate de direcțiile de mișcare ale apei în interiorul pompelor, legate de rotoarele pompelor turbopompele pot fi clasificate în felul următor:

a. din punct de vedere al direcției de curgere a apei prin canalele rotorice:

- pompe centrifuge, la care mișcarea apei în rotor este preponderent radială, figura

3.1. a;

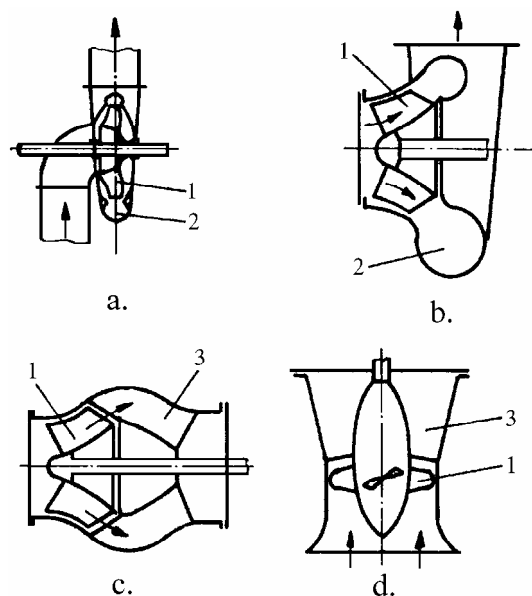


Fig. 3.1. Tipuri de pompe
a. centrifuge; b,c. diagonale; d. axiale
1. rotor; 2. carcasa spirală; 3. aparat director

- pompe diagonale, la care viteza apei în rotor are două componente, una radială și una axială, iar ieșirea poate fi radială sau axială, figura 3.1. b, respectiv 3.1. c;
- pompe axiale, la care mișcarea apei în rotor este preponderent axială, figura 3.1. d.

b. din punct de vedere al numărului de rotoare:

- pompe monoetajate, cu un singur rotor, la care înălțimea de pompare crește odată cu turația, care este și ea limitată din considerente legate de rezistența mecanică a rotorului;
- pompe multietajate, cu mai multe rotoare montate pe un arbore comun și parcurse pe rând de lichid, figura 3.2. a.

c. din punct de vedere al aspirației:

- pompe cu rotoare cu aspirație simplă, sau cu simplu flux, la care intrarea se face axial într-un singur sens, figura 3.2. a;
- pompe cu rotoare cu aspirație dublă, sau cu dublu flux, la care intrarea are loc pe direcție axială, dar în sensuri contrare, pe ambele fețe ale rotorului, figura 3.2. b.

Toate turbopompele au în componență un rotor 1, paletat, care transformă energia mecanică în energie hidraulică.

Pompele centrifuge și cele diagonale sunt prevăzute cu carcasă spirală 2, care are rolul de a colecta fluidul de pe periferia rotorului.

La pompele axiale această carcasă spirală este înlocuită de un aparat director 3, figura 3.2. c,d, prevăzut cu palete.

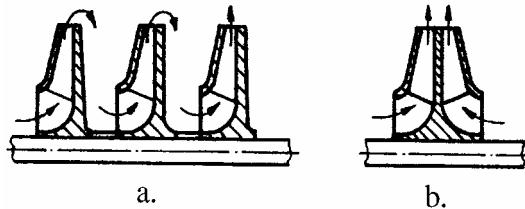


Fig. 3.2. Rotoare de turbopompe
a. cu simplu flux; b. cu dublu flux.

Rotoarele pompelor centrifuge și diagonale sunt alcătuite din două coroane circulare între care sunt dispuse palele rotorice, în cazul rotorului închis, figura 3.3. a, dintr-o singură coroană circulară interioară, în cazul rotoarelor semiînchise, figura 3.3. b, sau fără coroane, palele fiind încastrate în butuc, în cazul rotoarelor deschise, figura 3.3. c.

Rotoarele pompelor axiale sunt de tip deschis, iar uneori palele rotorice pot fi reglate chiar în timpul funcționării.

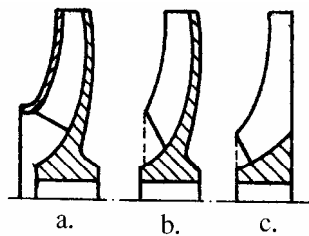


Fig. 3.3. Rotoare de turbopompe
a. închis; b. semiînchis; c. deschis

3. 2. Instalații de pompare

Instalațiile de pompare sunt ansambluri de conducte, pompe și vane destinate transferării unui lichid dintr-un rezervor inferior sau de aspirație, într-un rezervor superior sau de refulare. O instalație de pompare se compune din: rezervorul de aspirație 1, conducta de aspirație 2, conducta de refulare 3, rezervorul de refulare 4 și pompa 5, figura 3.4.

Cotele menționate pe figură, reprezintă:

- H , înălțimea de pompare, care reprezintă lucrul mecanic util transmis de pompă lichidului vehiculat, raportat la greutatea lichidului;

- H_g , înălțimea de pompare geodezică, care este diferența de nivel între planele orizontale corespunzătoare secțiunii de ieșire, respectiv de intrare în instalație;

- H_{stat} , înălțimea de pompare statică, care este diferența de înălțime energetică dintre planul de ieșire din instalație și planul secțiunii de intrare în instalație, pentru debitul volumic $Q = 0$:

$$H_{stat} = H_g + \frac{p_r - p_a}{\rho g}$$

- H_{ag} , înălțimea geodezică de aspirație și reprezintă diferența dintre înălțimea de poziție în secțiunea de intrare în pompă și înălțimea de poziție la intrarea în instalație:

$$H_{ag} = z_i - z_a$$

- NPSH, înălțimea de sarcină netă absolută la aspirație a pompei, reprezintă valoarea minimă necesară a sarcinii nete absolute pentru o funcționare corectă (fără cavitație a pompei) și se determină cu relația:

$$NPSH = \left(\frac{p_{at} - p_v - p_a}{\rho g} - H_{ag} - h_{ra} \right)_{\min} \quad (1.8)$$

- h_{ra} , este pierderea de sarcină pe conducta de aspirație și în eventualele accesorii ale acesteia;

- h_{rr} , este pierderea de sarcină pe conducta de refulare și eventualele accesorii ale acesteia;

- $\frac{p_v}{\gamma}$ este înălțimea de presiune a vaporilor;

- H_{rg} , este înălțimea geodezică la refulare.

De obicei atât rezervorul de aspirație cât și rezervorul de refulare sunt deschise, astfel încât $p_a = p_r = p_0$ (presiunea atmosferică), iar înălțimea geodezică H_g se confundă cu înălțimea statică H_{stat} .

În funcție de poziția pompei față de suprafețele libere din cele două rezervoare, se deosebesc următoarele tipuri de pompe:

- pompă cu aspirație, la care rotorul pompei este situat deasupra suprafeței libere din bazinul de aspirație, ($H_{ag} > 0$);

- pompă înecată sau cu contrapresiune, la care rotorul este situat sub nivelul suprafeței libere din bazinul de aspirație, ($H_{ag} < 0$);

- pompă cu refulare directă, la care rotorul este situat sub nivelul suprafeței libere din bazinul de refulare, ($H_{rg} > 0$);

- pompă sifon, la care rotorul este situat deasupra nivelului suprafeței libere din bazinul de refulare, ($H_{rg} < 0$);

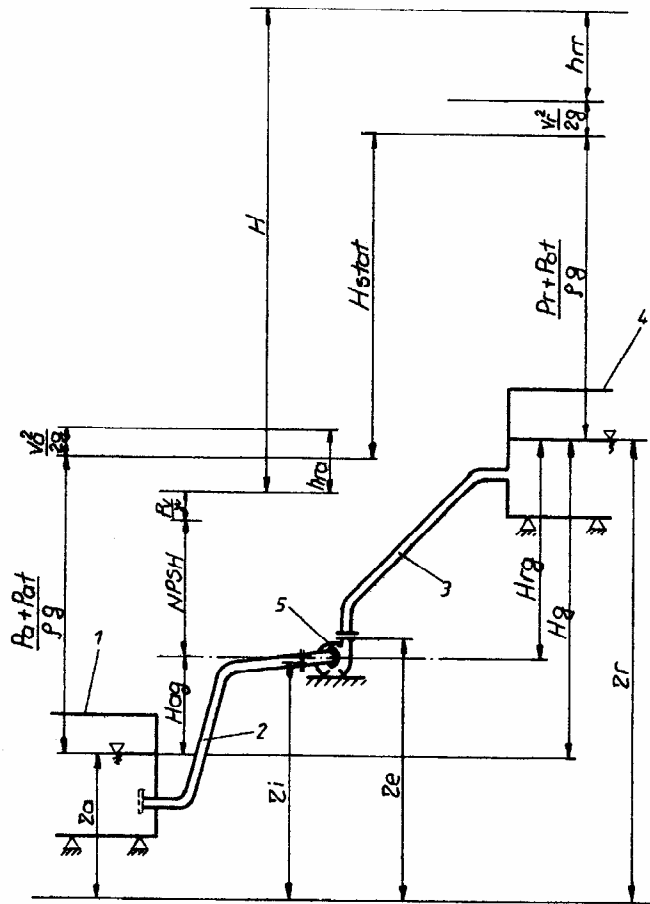


Fig. 3.4. Instalație de pompare

1. rezervor de aspirație; 2. conductă de aspirație;
3. conductă de refulare; 4. rezervor de refulare; 5. pompa.

Lucrul mecanic util cedat de pompă pentru ridicarea unei mase de lichid, de volum V la înălțimea totală de pompare H , este:

$$L_u = mgH = \rho g V H$$

Puterea utilă P_u , produsă de pompă este:

$$P_u = \frac{dL_u}{dt} = \rho g H \frac{dV}{dt} = \rho g H Q \quad (3.1)$$

Randamentul pompelor η , depinde de disipațiile de energie și de pierderile de debit. Se deosebesc trei tipuri de pierderi și disipații:

- pierderi hidraulice sau disipațiile hidraulice, reprezentate prin energie specifică disipată în pompă;
- pierderi mecanice, datorate frecărilor de natură mecanică din pompă;

- pierderi volumice, care reprezintă debitul ce nu poate fi valorificat datorită neetanșeităților.

Pentru asigurarea puterii utile, trebuie garantată o putere suplimentară la arborele pompei. Randamentul pompei este dat de relația:

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (3.2)$$

unde η_m este randamentul mecanic, η_h este randamentul hidraulic, iar η_v este randamentul volumic.

3.3. Cinematica mișcării în rotorul unei turbopompe

Mișcarea fluidului în interiorul unei turbopompe poate fi raportată la un sistem de coordonate fix (legat de carcasa mașinii) și reprezintă mișcarea absolută, sau la un sistem de coordonate mobil, solidar cu rotorul, reprezentând mișcarea relativă. Fie \vec{c} viteza absolută a unei particule de fluid, \vec{w} viteza relativă, iar $\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r}$ viteza de transport (tangenta la cercul de rază r), adică viteza unui punct solidar cu sistemul mobil și care coincide în momentul considerat cu particula de fluid. Știm că:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (3.3)$$

Considerăm sistemul de axe de coordonate cilindrice, r, θ, z , la care Oz coincide cu axa de simetrie a turbomașinii și notăm cu $\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z$ versorii direcțiilor radială, tangențială și axială. Versorii \vec{e}_r și \vec{e}_z determină plane meridiane (plane care trec prin axa mașinii), versorii \vec{e}_θ și \vec{e}_r determină plane paralele (perpendiculare pe axa Oz), figura 3.5.

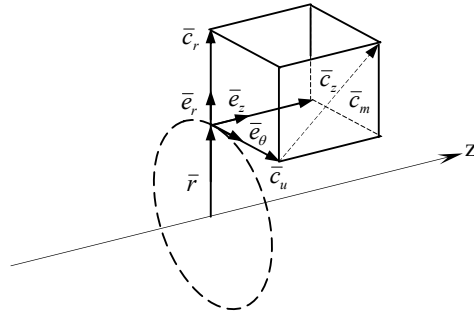


Fig. 3.5. Planele mișcării în rotor

Considerând componentele vitezelor după direcțiile versorilor $\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z$ se poate scrie:

$$\vec{c} = c_r \vec{e}_r + c_u \vec{e}_\theta + c_z \vec{e}_z, \quad \vec{w} = w_r \vec{e}_r + w_u \vec{e}_\theta + w_z \vec{e}_z, \quad \vec{u} = u \vec{e}_\theta \quad (3.4)$$

Putem introduce și componentele meridiane ale vitezelor:

$$\vec{c}_m = c_r \vec{e}_r + c_z \vec{e}_z, \quad \vec{w}_m = w_r \vec{e}_r + w_z \vec{e}_z \quad (3.5)$$

și obținem:

$$\vec{c} = \vec{c}_m + c_u \vec{e}_\theta, \quad \vec{w} = \vec{w}_m + w_u \vec{e}_\theta \quad (3.6)$$

Reprezentarea grafică a relației (3.3.) se numește triunghiul vitezelor.

La pompe triunghiul vitezelor se reprezintă cu vectorul vitezei de transport \vec{u} orizontal și cu vitezele \vec{c} și \vec{w} îndreptate în sus, α fiind unghiul format de \vec{u} și \vec{c} , iar

β suplementul unghiului format de \bar{u} și \bar{w} , figura 3.6.

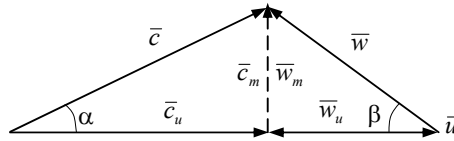


Fig.3.6. Triunghiul vitezelor

Din figura 3.6. rezultă:

$$\begin{aligned} c_u &= c \cos \alpha & c_m &= c \sin \alpha \\ w_u &= w \cos \beta & w_m &= w \sin \beta \\ c_m &= w_m & c_u &= u - w_u \end{aligned} \quad (3.7)$$

Considerăm punctul 1 la intrarea în rotor și punctul 2 la ieșirea din rotor. Triunghiurile vitezelor la intrarea și respectiv ieșirea din rotor sunt reprezentate în figura 3.7.

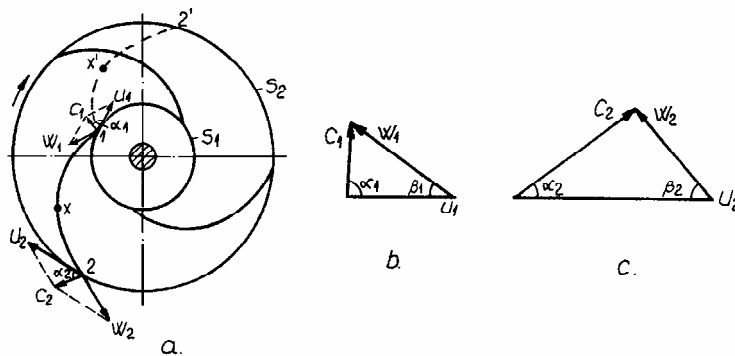


Fig. 3.7. Rotor de pompă centrifugă

a. rotor; b. triunghiul vitezelor pe suprafața de intrare;
c. triunghiul vitezelor pe suprafața de ieșire.

Pentru un observator solidar cu rotorul, o particulă de fluid se deplasează după direcția vitezei relative w , obținând *traectoria relativă* sau o linie de curent relativă (înfășurătoarea vectorilor viteză relativă w). Această linie este curba $1x2$, care pentru un rotor ideal, cu un număr infinit de pale infinite subțiri, este aceeași cu palele rotorice.

Pentru un observator solidar cu reperul fix, o particulă de fluid se deplasează după direcția vitezei absolute, descriind *traectoria absolută* sau o linie de curent absolută, curba $1x'2'$.

3.4. Relația lui Bernoulli în mișcarea relativă din rotoarele turbo-mașinilor

Pentru a se putea aplica relația lui Bernoulli în mișcarea relativă din rotorul unei turbomașini, trebuie să se țină seama că sistemul de referință, solidar cu rotorul, este un sistem mobil.

Se consideră o particulă fluidă, asimilată cu un punct material a cărei accelerație absolută \bar{a}_a este data de relația lui Coriolis pentru accelerații:

$$\vec{a}_a = \vec{a}_r + \vec{a}_t + \vec{a}_c$$

În raport cu sistemul de referință fix, asupra particulei acționează forța:

$$\vec{F} = m\vec{a}_a = m(\vec{a}_r + \vec{a}_t + \vec{a}_c)$$

în timp ce, în raport cu sistemul mobil, asupra particulei acționează forța:

$$\vec{F}_r = m\vec{a}_r = F - m\vec{a}_t - m\vec{a}_c$$

în care:

$$\vec{F} = m\vec{g} \text{ este forța de greutate,}$$

$$\vec{F}_t = -m\vec{a}_t \text{ este forța de inerție datorită accelerației de transport}$$

$$\vec{F}_c = -m\vec{a}_c = -2m\vec{\omega} \times \vec{w} \text{ este forța de inerție datorită accelerației Coriolis.}$$

Mișcarea unui fluid ideal în raport cu un sistem de referință fix este descrisă de ecuația

$$\text{lui Euler } \frac{d\vec{V}}{dt} + \frac{1}{\rho} \text{grad} p = \vec{f}_m. \quad (3.8.)$$

Mișcarea unui fluid ideal în raport cu un sistem de referință mobil, solidar cu rotorul unei turbomașini este descrisă tot de ecuația lui Euler (3.8.) în care se înlocuiește viteza absolută V cu viteza relativă W și forța masică unitară absolută \vec{f}_m cu forța masică unitară relativă:

$$\vec{f}_{mr} = \vec{f}_m + \vec{f}_{tr} + \vec{f}_{cr} = \vec{g} - \vec{a}_t - 2\vec{\omega} \times \vec{W} \quad (3.9.)$$

rezultă:

$$\frac{d\vec{W}}{dt} + \frac{1}{\rho} \text{grad} p = \vec{f}_{mr}$$

O linie de curent în mișcarea relativă este înfășurătoarea vectorului viteza relativă \vec{W} . Se consideră un punct P situat pe o linie de curent V din mișcarea relativă în rotorul unei turbomașini (fig. 3.7). Direcția tangentei în punctul P la linia de curent este data de versorul $\vec{\tau}$, coliniar cu \vec{W} , iar direcția normalei în P la linia de curent este data de versorul \vec{v} , orientat spre central de curbura C_c . Se proiectează relația vectorială (3.8) pe direcția versorului $\vec{\tau}$. Dacă se notează cu ds elementul de curbă al liniei de curent și se consideră mișcarea permanentă, atunci se poate scrie:

$$\left(\frac{d\vec{W}}{dt} \right)_\tau = \frac{d\vec{W}}{dt} \cdot \vec{\tau} = \frac{dW}{dt} = \frac{dW}{ds} \frac{ds}{dt} = W \frac{dW}{ds} = \frac{d}{ds} \left(\frac{W^2}{2} \right) \quad (3.10)$$

$$\left(\frac{1}{\rho} \text{grad} p \right)_\tau = \frac{1}{\rho} \text{grad} p \cdot \vec{\tau} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds} \quad (3.11)$$

$$(\vec{f}_{mr})_\tau = (\vec{f}_m)_\tau + (\vec{f}_{mt})_\tau + (\vec{f}_{mc})_\tau$$

unde:

$$(\vec{f}_m)_\tau = \vec{f}_m \cdot \vec{\tau} = -\text{grad} U \cdot \vec{\tau} = -\frac{dU}{ds} = -\frac{d}{ds}(gz + Ct) = -g \frac{dz}{ds}$$

$$\vec{f}_m = -\text{grad} U \text{ și } U = gz + Ct$$

$$(\vec{f}_{mt})_\tau = \vec{f}_{mt} \cdot \vec{\tau} = r\omega^2 \cos(90 - \beta) = r\omega^2 \sin \beta = r\omega^2 \frac{dr}{ds}$$

Forța complementară de transport $\vec{f}_{mt} = -m \cdot \vec{a}_t$ are modulul $r\omega^2$ și este dirijată radial către exteriorul cercului descris de punctul P și $(\vec{f}_{mc})_r = 0$ deoarece $\vec{f}_{mc} = -2\vec{\omega} \times \vec{W}$ este normală planului determinat de vectorii $\vec{\omega}$ și \vec{W} . Rezultă în final:

$$\frac{d}{ds} \left(\frac{W^2}{2} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds} + g \frac{dz}{ds} - r\omega^2 \frac{dr}{ds} = 0$$

Se poate scrie:

$$r\omega^2 \frac{dr}{ds} = \frac{d}{ds} \left(\frac{r^2 \omega^2}{2} \right) = \frac{d}{ds} \left(\frac{u^2}{2} \right) \quad (3.11)$$

unde $u = r \cdot \omega$ este viteza tangențială a punctului P , și se integrează relația (3.11) de-a lungul unei linii de curent între punctele 1 și 2.

Se obține:

$$\frac{W_1^2 - u_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{W_2^2 - u_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2$$

sau:

$$\frac{W_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{W_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \quad (3.12)$$

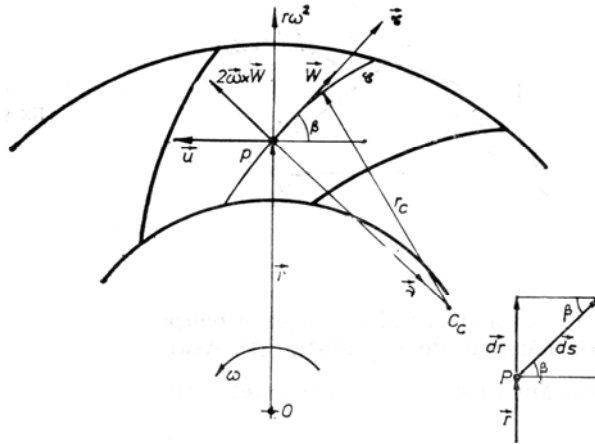


Fig.3.8. Linia de curent în mișcarea relativă în rotorul unei turbopompe

Relația (18.15) sau relația (18.14) reprezintă relația lui Bernoulli în mișcarea relativă a unui fluid ideal în rotoarele turbomașinilor. Dacă punctele 1 și 2 reprezintă intrarea și ieșirea din rotor, relația lui Bernoulli arată că pe o linie de curent în mișcarea relativă energia fluidului se conservă.

3.5. Aplicarea teoremelor impulsului și momentului cinetic în mișcarea relativă din rotoarele turbomașinilor

În rotorul unei turbomașini are loc transformarea energiei prin intermediul momentului, în raport cu axa de rotație, al forțelor hidrodinamice care acționează asupra palelor. Pentru determinarea acestui moment se aplică teorema momentului cinetic, considerând mișcarea relativă din rotor.

Se consideră un sistem de referință fix $O_1x_1y_1z_1$ și un sistem de referință în mișcare $Oxyz$; vectorul de poziție al punctului O față de sistemul fix este \vec{r}_0 (fig. 3.9). Dacă M este un punct oarecare legat solidar de sistemul mobil atunci între vectorii de poziție față de cele două sisteme, $\vec{r}_1 = x_1\vec{i}_1 + y_1\vec{j}_1 + z_1\vec{k}_1$ și $\vec{r} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$ există relația $\vec{r}_1 = \vec{r}_0 + \vec{r}$.

Viteza punctului M față de sistemul fix este, în cazul general, $\vec{V}_1 = \vec{V}_0 + \vec{\omega} \times \vec{r}$; în cazul turbomașinilor există numai o mișcare de rotație, viteza de translație fiind zero, $\vec{V}_0 = 0$, se obține: $\vec{V}_1 = \vec{\omega} \times \vec{r}$

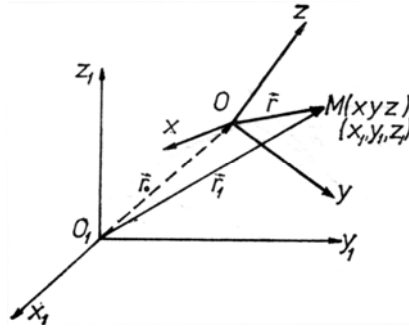


Fig. 3.9. Legătura între sistemele de referință

O masă de fluid în mișcare ocupă la un moment oarecare t volumul $V(t)$ mărginit de suprafața $S(t)$. Asupra acestei mase de fluid acționează rezultanta forțelor masice exterioare $\int_V \rho \vec{f}_m dV$ care în cazul fluidelor incompresibile pentru care $\rho = Ct$, în câmpul gravitațional, $\vec{f}_m = \vec{g}$ este forța de greutate \vec{F}_g și rezultanta forțelor de presiune $\oint_S p \cdot \vec{n} \cdot dS$ (dacă se orientează normala la suprafața S spre interiorul acesteia). Impulsul total în mișcarea absolută este: $\vec{H}(t) = \int_V \rho \cdot \vec{C} \cdot dV$

Teorema impulsului, variația impulsului în timp este egală cu suma forțelor exterioare care acționează, $\frac{d\vec{H}}{dt} = \sum \vec{F}_e = \vec{R}$ se scrie sub forma:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{C} dV = \int_V \rho \vec{f}_m dV + \oint_S p \vec{n} dS = \vec{R}$$

Se știe că derivata totală $\frac{d\vec{T}}{dt}$ a unui vector oarecare \vec{T} în raport cu sistemul fix și derivata totală $\frac{\partial \vec{T}}{\partial t}$ în raport cu sistemul de referință mobil există relația:

$$\frac{d\vec{T}}{dt} = \frac{\partial \vec{T}}{\partial t} + \vec{\omega} \times \vec{T} \quad (3.13)$$

Aplicând relația 3.13. pentru teorema impulsului, rezultă:

$$\frac{d\vec{H}}{dt} = \frac{d\vec{H}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{H}$$

sau:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{C} dV = \frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{C} dV + \vec{\omega} \times \int_V \rho \vec{C} dV$$

Derivata totală în raport cu sistemul de referință mobil $\frac{d\vec{H}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{C} dV$ este

derivata unei integrale de volum pe domeniul $V(t)$ variabil în timp limitat de suprafața $S(t)$ variabilă în timp. Conform unei relații cunoscute de la cinematica fluidelor putem scrie:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{C} dV = \int_V \left[\frac{d(\rho \vec{C})}{dt} + (\rho \vec{C})(\nabla \vec{W}) \right] dV$$

sau:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{C} dV = \int_V \left[\frac{\partial(\rho \vec{C})}{\partial t} + (\vec{W} \nabla)(\rho \vec{C}) + (\rho \vec{C})(\nabla \vec{W}) \right] dV$$

de unde:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{C} dV = \int_V \frac{\partial(\rho \vec{C})}{\partial t} dV - \oint_S \rho \vec{C} (\vec{W} \vec{n}) dS \quad (3.14)$$

unde s-a folosit notația binecunoscută $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}$

Teorema impulsului se scrie ținând seama de relația* :

$$\int_V \frac{\partial(\rho \vec{C})}{\partial t} dV - \oint_S \rho \vec{C} (\vec{W} \vec{n}) dS + \vec{\omega} \times \int_V \rho \vec{C} dV = \int_V \rho \vec{f}_m dV + \oint_S p \vec{n} dS \quad (3.15)$$

3.6. Schimbul de energie în rotor

La trecerea fluidului printre palele rotorului de turbopompă în mișcare, are loc un schimb de energie între rotor și fluid. Considerând fluidul ideal și un rotor ideal (cu un număr infinit de pale infinit subțiri) și mișcarea absolută, relația lui Bernoulli scrisă între punctele 1 și 2 de la intrarea respectiv ieșirea din rotor, este:

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + Y_{t_\infty} = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2 \quad (3.16)$$

unde Y_{t_∞} este diferența dintre energia specifică la ieșirea din rotor și energia specifică la intrarea în rotor, raportată la unitatea de masă.

Energia specifică schimbată între rotor și fluid este:

$$Y_{t_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g(z_2 - z_1) \quad (3.17)$$

Dacă energia fluidului se raportează la unitatea de greutate, rezultă o relație echivalentă:

$$H_{t_{\infty}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + z_2 - z_1 \quad (3.18)$$

Indicele ∞ se referă la faptul că rotorul este ideal, adică are un număr infinit de pale foarte subțiri, iar indicele t se referă la fluidul considerat ideal (lipsit de viscozitate), energiile specifice fiind energii teoretice. $Y_{t_{\infty}}$ se mai numește energie specifică teoretică pentru rotorul ideal și este alcătuită din doi termeni:

- termenul static $Y_{p_{\infty}} = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho} + g(z_2 - z_1)$, care corespunde creșterii energiei

potențiale în rotor; termenul reprezentând creșterea energiei potențiale de poziție este în general foarte mic comparativ cu termenul care reprezintă creșterea energiei potențiale de presiune și se poate neglija.

- termenul cinetic $Y_{c_{\infty}} = \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}$, care reprezintă creșterea energiei

corespunzătoare variației vitezei absolute de la valoarea c_1 la intrarea în rotor, până la valoarea c_2 la ieșirea din rotor. Rezultă: $Y_{t_{\infty}} = Y_{p_{\infty}} + Y_{c_{\infty}}$

Putem face observația că din punct de vedere al observatorului mobil rotorul este fix, adică nu există un schimb de energie între rotor și fluid; în mișcarea relativă energia specifică a fluidului se conservă.

3.7. Ecuația turbopompelor

Considerăm domeniul ocupat de fluidul cuprins între suprafețele S_1 și S_2 , figura 3.7. și admitem că mișcarea reală nepermanentă poate fi modelată printr-o mișcare plană, că traiectoriile particulelor sunt congruente cu palele și că lichidul intră în condiții identice prin suprafața S_1 și iese în condiții identice prin suprafața S_2 . Asupra fluidului din acest domeniu acționează greutatea sa, care nu creează moment față de axul rotorului, forțele de presiune fiind distribuite simetric față de același ax și un cuplu de moment \bar{M} .

În acest caz, teorema momentului cinetic se poate scrie:

$$\rho(\bar{r}_2 \times Q_2 \bar{c}_2 - \bar{r}_1 \times Q_1 \bar{c}_1) = \bar{M} \quad (3.19)$$

Considerăm $Q_1 = Q_2 = Q$ și dezvoltând produsele vectoriale, obținem:

$$\rho Q(-r_2 c_2 \cos \alpha_2 + r_1 c_1 \cos \alpha_1) = -M \quad (3.20)$$

sau: $M = \rho Q(r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) = \rho Q(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u})$

Puterea cedată de rotor fluidului este:

$$P_u = M\omega = \rho \omega Q(r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) = \rho Q(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (3.21)$$

care se mai poate exprima cu relația:

$$P_u = \rho Q Y_{t_{\infty}} = \rho g Q H_{t_{\infty}} \quad (3.22)$$

Eliminând pe ρQ din relațiile (14.16) și (14.17), rezultă:

$$Y_{t_{\infty}} = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 \quad (3.23)$$

sau: $H_{t_{\infty}} = \frac{1}{g}(c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) \quad (3.24)$

Relațiile (3.23) și (3.24), reprezintă ecuația fundamentală a turbomașinilor.

Din figura 3.6, analizând triunghiul vitezelor, rezultă:

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc \cos \alpha$$

$$\text{de unde: } c_u u = (c^2 + u^2 - w^2) \frac{1}{2} \quad (3.25)$$

Obținem astfel relații echivalente pentru ecuația fundamentală a turbomașinilor:

$$Y_{y_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (3.26)$$

$$H_{y_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (3.27)$$

Valorile maxime ale lui Y_{t_∞} și H_{t_∞} se obțin pentru $\alpha_1 = 90^\circ$, care corespunde intrării ortogonale în rotor, condiție respectată la turbomașini în regim de lucru nominal. Rezultă:

$$Y_{t_\infty \max} = c_{2u} u_2 \quad (3.28)$$

$$H_{t_\infty \max} = \frac{1}{g} c_{2u} u_2 \quad (3.29)$$

3.8. Influența unghiului de ieșire al palei

Unghiul de început al palei este determinat de condiția intrării fără deviație bruscă a lichidului în canalele rotorului.

Unghiul de ieșire β_2 al palei este determinat de condițiile privind randamentul mașinii, de caracteristicile energiei specifice cedate fluidului de către rotor și de gradul de reacțiune al rotorului.

Pentru $\beta_2 < 90^\circ$ pala este curbată înapoi, pentru $\beta_2 = 90^\circ$ pala este cu ieșire radială, iar pentru $\beta_2 > 90^\circ$ pala este curbată înainte, figura 3.10.

Sub fiecare tip de rotor am reprezentat forma desfășurată a canalului dintre două pale succesive. La palele curbate înapoi, acest canal este mai lung și cu o evazare mai mică, decât la celelalte tipuri. Pentru un unghi de evazare $8 \dots 10^\circ$, curentul nu se desprinde de pală, dar pentru unghiuri mai mari se produce desprinderea stratului limită, ceea ce conduce la un consum sporit de energie. De aceea, palele curbate înapoi asigură un randament mai mare decât palele cu ieșire radială sau curbate înainte.

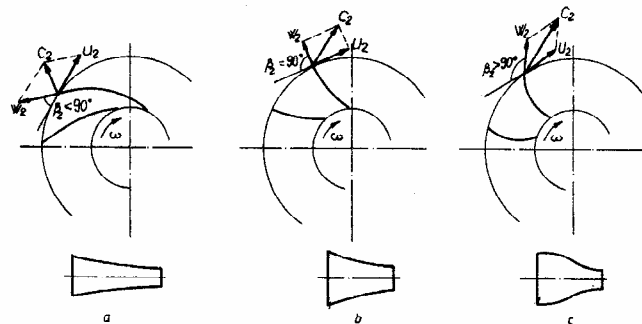


Fig. 3.10. Rotoare de turbopompă
a. pale curbate înapoi; b. pale cu ieșire radială; c. pale curbate înainte

Unghiul de sfârșit al palei β_2 , are o influență mare asupra energiei specifice cedată fluidului de către rotor, Y_{t_∞} .

În ipoteza că valoarea componentei meridiane a vitezei absolute c_m , nu variază în rotor între intrare și ieșire și în cazul intrării ortogonale obținem relația:

$$\bar{c}_1 = \bar{c}_{1m} = \bar{c}_{2m}$$

La creșterea unghiului β_2 se mărește componenta tangențială a vitezei absolute la ieșire, deci și energia specifică Y_{t_∞} cedată fluidului de către rotor. prin urmare, palele curbate înainte cedează fluidului o energie mai mare decât cele curbate înapoi (putem explica aceasta prin faptul că schimbarea de direcție impusă curgerii este mai mare).

Energia cinetică cedată de rotor este:

$$Y_{c_\infty} = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_m^2) = \frac{c_{2u}^2}{2}, \quad H_{c_\infty} = \frac{c_{2u}^2}{2g} \quad (3.30)$$

Energia specifică potențială este:

$$Y_{p_\infty} = Y_{t_\infty} - Y_{c_\infty} = \frac{1}{2}c_{2u}(2u_2 - c_{2u}), \quad H_p = \frac{1}{2g}c_{2u}(2u_2 - c_{2u}) \quad (3.31)$$

Observăm că termenul cinetic se mărește la creșterea unghiului de ieșire β_2 , deci la accentuarea curbării spre înainte a palelor, iar termenul static crește odată cu scăderea valorii unghiului β_2 , deci la palele curbate înapoi.

Palele curbate înapoi lucrează la un randament mai bun, din cauza formei optime a canalului dintre pale și din cauza pierderilor mai mici la transformarea în energie de presiune. Ca destinație, pompele sunt turbomașini care trebuie să furnizeze diferențe de presiuni ridicate și nu viteze de circulație mari, deci la ieșirea din rotor energia cinetică nu trebuie să fie foarte mare. Din această cauză majoritatea pompelor centrifuge sunt realizate cu unghiul $\beta_2 < 45^\circ$.

Datorită prezenței palelor (în număr finit și cu o anumită grosime de care trebuie să ținem seama), deci datorită contracției secțiunii și a prezenței unor vârtejuri relative în canalele dintre pale care produc modificări ale vitezelor, triunghiul vitezelor se schimbă astfel încât energia specifică Y_t în cazul rotorului cu număr finit de pale este mai mică decât în cazul rotorului ideal: $Y_t < Y_{t_\infty}$.

Aceasta se poate exprima funcție de un parametru de corecție care ține seama de un număr finit de pale, ce se poate determina cu relația lui Pfleiderer:

$$p = \frac{\chi \left(\frac{D_2}{2} \right)^2}{zS} \quad (3.32)$$

în care z este numărul de pale rotorice, $\chi = m \left(1 + \frac{\beta_2^\circ}{60} \right)$, unde $m = 0,6$ pentru pompe cu stator paletat, $m = 0,65 \dots 0,85$ pentru pompe cu carcasă spirală, $m = 1,0 \dots 1,2$ pentru pompe axiale și $S = \int_{D1/2}^{D2/2} r \, dr = \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{8}$.

3.9. Curbe caracteristice ale turbopompelor

Pentru a studia comportarea în exploatare a unei turbopompe care lucrează într-o instalație de pompare, este necesar să se determine dependența dintre parametrii

funcționali ai pompei: debitul Q , energia specifică Y sau H , puterea P , turația n și randamentul η . Se obține o relație funcțională de forma: $f(Q, Y, P, n, \eta) = 0$.

Reprezentarea grafică a acestei funcții, care se numește caracteristica generală a turbopompei, se realizează într-un grafic plan în coordonate carteziene. În acest scop se aleg două variabile care au cea mai mare importanță în studiul funcționării, iar celelalte se consideră parametri de lucru. Pentru a face distincția între diferitele curbe caracteristice, acestora li se dau nume în funcție de mărimea aleasă, sau după destinația acestor curbe.

Diagrama în care sunt reprezentate $Y(Q)$ sau $P(Q)$ pentru diferite turații, prevăzute cu linii de izorandament se numește caracteristica generală sau universală a turbopompei, figura 3.11.

Această caracteristică conține toate regimurile la care poate funcționa o turbopompă. Caracteristica este trasată în mărimi relative. Curbele de izorandament sunt trasate cu linie punct și cele pentru puterea relativă cu linie întreruptă.

Linia care unește vârfurile curbelor de izorandament, reprezintă totalitatea punctelor de funcționare cu randament optim.

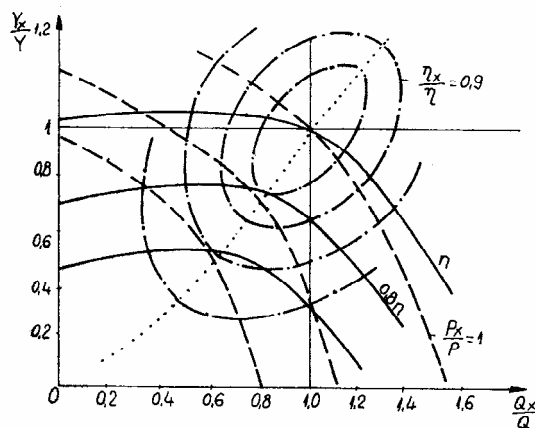


Fig. 3.11. Caracteristica generală a turbopompelor

3.10. Caracteristica $H(Q)$ a unei turbopompe

Utilizarea turbopompelor se face la diverse regimuri de funcționare, diferite de regimul de calcul (regimul pentru care s-a calculat mașina). Pentru a se cunoaște condițiile de funcționare ale turbopompelor și pentru a le putea alege astfel încât să satisfacă anumite condiții cerute, trebuie să se cunoască modul în care variază sarcina (sau înălțimea de pompare) H în funcție de debitul Q (caracteristica internă a pompei). Reprezentarea grafică a relației $H = H(Q)$ se numește *curbă caracteristică*.

Se consideră relația (18.37) și se determină puterea unei turbomașini cu rotor ideal (număr infinit de pale și fluid ideal),

$$P_{t\infty} = \gamma Q H_{t\infty} = M_h \omega = \rho Q (c_{u1\infty} R_1 - c_{u2\infty} R_2) \omega = \rho Q (c_{u1\infty} u_1 - c_{u2\infty} u_2) \quad (3.33)$$

rezultă sarcina teoretică a unui rotor ideal,

$$H_{t\infty} = \frac{N_{t\infty}}{\gamma Q} = \frac{1}{g}(c_{u1\infty}u_1 - c_{u2\infty}u_2) \quad (3.34)$$

Relația (3.34) păstrează convenția făcută inițial asupra semnelor (la turbomașini de lucru sarcina $H_{t\infty}$ este negativă, iar la turbomașini de forță $H_{t\infty}$ este pozitivă). În cazul unei turbomașini de lucru (o turbopompă) relația (3.34) devine

$$|H_{t\infty}| = \frac{1}{g}(c_{u2\infty}u_2 - c_{u1\infty}u_1) \quad (3.35)$$

Din condiția ca $H_{t\infty}$ să fie maxim, rezultă $c_{u1\infty}u_1 = 0$, sau $c_{u1\infty} = C_{u1\infty} \cos \alpha_{1\infty} = 0$, de unde $\alpha_{1\infty} = 90^\circ$, deci pompa are intrarea ortogonală (unghiul dintre viteza absolută la intrarea în rotor \vec{C}_1 și viteza de transport \vec{u}_1 este 90°). Cu aceasta relația (3.35) se scrie

$$|H_{t\infty}| = \frac{1}{g}c_{u2\infty}u_2 \quad (3.36)$$

Proiectând relația (18.9) pe direcția vitezei de transport \vec{u} în cazul rotorului ideal se obține pentru ieșirea din rotor $c_{u2\infty} = u_2 - w_{u2\infty}$ din triunghiul vitezelor (v.fig. 18.3), pentru ieșirea din rotor, $w_{u2\infty} = w_{m2\infty} \operatorname{ctg} \beta_{2\infty} = \frac{c_{m2\infty}}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}}$ și deci $c_{u2\infty} = u_2 - \frac{c_{m2\infty}}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}}$; relația (3.35) devine

$$|H_{t\infty}| = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{m2\infty}}{g \cdot \operatorname{tg} \beta_{2\infty}} \quad (3.37)$$

Se scrie debitul la ieșirea din rotor, notând cu R_2 raza rotorului la ieșire și cu b_2 lățimea rotorului la ieșire și rezultă:

$$Q = 2\pi R_2 b_2 c_{m2} \quad (3.38)$$

Se înlocuiește componenta meridiană a vitezei la ieșirea din rotor din relația (3.38)

$$c_{m2} = \frac{Q}{2\pi R_2 b_2} \quad \text{în relația (18.44) și știind că } u_2 = \frac{2\pi R_2 n}{60} \text{ rezultă}$$

$$|H_{t\infty}| = \frac{\pi^2 R_2^2 n^2}{900g} - \frac{n \cdot Q}{60 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2\infty}} = An^2 + BnQ \quad (3.39)$$

în care A și B sunt constante pentru o turbopompă dată.

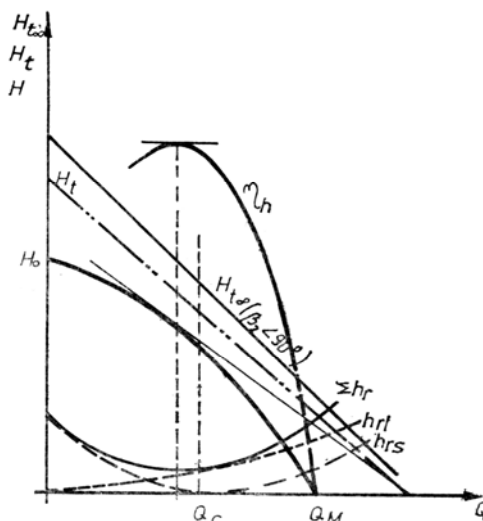
Pentru o turație constantă ($n = \text{const.}$) sarcina teoretică $H_{t\infty}$ variază liniar cu debitul Q (fig. 3.12).

În cazul rotorului real numărul palelor este finit și sarcina rotorului real pentru un fluid ideal se scrie cu ajutorul randamentului indus η_i astfel

$$H_t = \eta_i H_{t\infty}$$

Relația (3.39) reprezintă de asemenea o dependență liniară între sarcină și debit, dreapta fiind mai aproape de orizontală decât în cazul rotorului ideal (fig. 3.12).

În cazul rotorului real și fluidului real curgerea fluidului prin turbopompă se face cu pierderi de sarcină. Dacă turbopompa funcționează la alte debite Q decât cel de calcul

Fig. 3.12. Caracteristica $H(Q)$ a unei turbopompe

Q_c (pentru care intrarea fluidului în rotor este ortogonală) apar pierderi de sarcină prin șoc (deviație bruscă sau variație bruscă a direcției vectorului vitează) de forma $h_{rs} = K_1(Q - Q_c)^2$

Celelalte pierderi de sarcină liniare și locale se pot scrie sub forma $h_{re} = K_2 Q^2$

Separarea convențională a pierderilor de sarcină prin șoc de celelalte pierderi de sarcină se face pentru determinarea caracteristicii $H(Q)$ a turbopompei.

Într-un mod exact este imposibil de a se diferenția cele două categorii de pierderi de sarcină.

Prin însemnarea celor două categorii de pierderi de sarcină și scăderea lor din H_t rezultă sarcina unei turbopompe cu rotor real prin care curge un fluid real

$$|H| = |H_t| - (h_{rs} + h_{re}) = C_1 + C_2 Q + C_3 Q^2 \quad (3.40)$$

Caracteristica $H(Q)$ dată de relația 3.40. are o alură parabolică și este prezentată, în figura 3.12.

Randamentul hidraulic η_h al pompei este raportul ordonatelor celor două curbe H și H_t . Acest randament este maxim la punctul de contact al curbei $H(Q)$ cu tangenta dusă din punctul în care dreapta H_t intersectează axa debitelor.

În general punctul de randament maxim corespunde teoretic unui debit diferit de cel de calcul Q_c , fiind dificil de separat de cele două puncte.

Funcționarea turbopompelor constă în debitarea unui lichid într-o instalație alcătuită dintr-o rețea de conducte. Pentru determinarea modului de funcționare a turbopompei trebuie să se cunoască și caracteristica rețelei de conducte $H_c(Q)$, precum și punctul de funcționare.

În figura 3.13 este reprezentată o instalație de pompare. Sarcina pompei trebuie să acopere înălțimea geodezică dintre rezervorul de refulare și cel de aspirație $H_g = H_s + H_r$, precum și pierderile de sarcină de pe conductele de aspirație și refulare ale instalației.

Sarcina rețelei de conducte este

$$H_c = H_g + \sum h_{ri} = H_g + CQ^2 \quad (3.41)$$

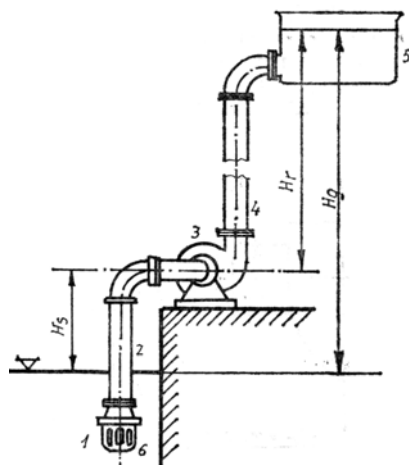


Fig. 3.13. Instalație de pompare
în care $\sum h_{ri}$ reprezintă suma pierderilor de sarcină, liniare și locale, pe conductele instalației, proporțională cu pătratul debitului.

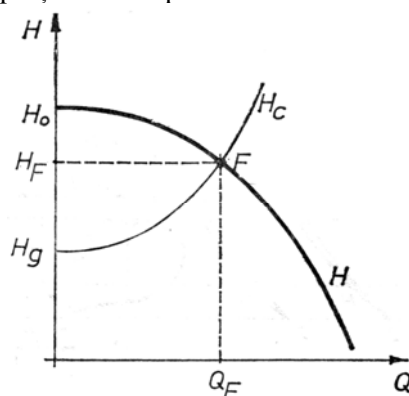


Fig. 3.14. Caracteristica $H(Q)$ a pompei și
caracteristica $H_c(Q)$ a rețelei de conducte

Punctul de funcționare F se află la intersecția curbelor date de relațiile (3.40) și (3.41). În acest punct, căruia îi corespunde debitul de funcționare Q_F , sarcina pompei $|H|$ este egală cu sarcina rețelei de conducte H_c , $|H = H_c = H_F|$, figura 3.14.

3.11. Cavitația turbomașinilor și determinarea înălțimii de aspirație

Pentru turbomașinile care funcționează cu lichide (turbopompe și turbine hidraulice cu reacțiune) este importantă studierea apariției fenomenului de cavitație, fenomen care produce o funcționare necorespunzătoare a acestor mașini.

Acest fenomen apare când în rotorul turbomașinii presiunea minimă egalează sau scade sub valoarea presiunii de vaporizare a lichidului respectiv, iar această presiune minimă este influențată de poziția rotorului față de nivelul suprafeței libere din bieful inferior, numită înălțime de aspirație (H_s). Înălțimea de aspirație este considerată pozitivă ($H_s > 0$) când rotorul turbomașinii se găsește deasupra suprafeței libere din bieful inferior și negativă ($H_s < 0$) când rotorul se găsește sub nivelul suprafeței libere

din bieful inferior. Alegerea unei înălțimi de aspirație mari duce la scăderea presiunii în turbomașină și la apariția fenomenului de cavitație.

Fenomenul de cavitație la o turbomașină este caracterizat de coeficientul de cavitație σ introdus de D. Thoma în 1924,

$$\sigma = \frac{p_d}{H} = \frac{p_{st} - p_{cr}}{H} \quad (3.42)$$

în care p_d și p_{st} sunt presiunile dinamică respectiv statică, iar p_{cr} - presiunea minimă, la care apare fenomenul de cavitație și H - căderea turbinei sau înălțimea geometrică de pompare în cazul pompelor.

Pentru stabilirea condiției de apariție a cavitației în rotorul unei turbomașini se consideră rotorul unei turbine (de exemplu elice — fig.3.15) la care, în afară de punctele 0, 1, 2 și 3 ale căror semnificație a fost arătată anterior, s-a notat cu A un punct de pe suprafața liberă din bieful superior, cu 4 un punct de pe suprafața liberă din bieful inferior și cu M punctul din rotor în care presiunea este minimă.

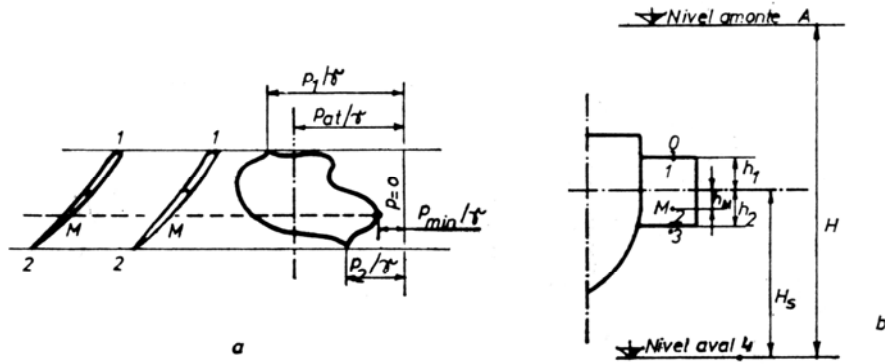


Fig. 3.15. Cavitația în rotorul unei turbine elice :

a) variația presiunii pe o pală rotorică; b) înălțimi și puncte caracteristice pentru rotor.

Cotele au semnificația din figură, H_s fiind înălțimea de aspirație a turbinei. Pentru determinarea coeficientului de cavitație se scrie relația lui Bernoulli în mișcare absolută între punctele din organele fixe sau în mișcarea relativă din rotor între perechile de puncte A - 0; 1 - M; 1 - 2 și 3 - 4 considerând planul de referință pe suprafața liberă din bieful inferior,

$$\frac{p_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2g} + H = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{C_0^2}{2g} + H_s + h_1 + h_{rA0} \quad (3.43)$$

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\gamma} + \frac{W_1^2 - u_1^2}{2g} + H_s + h_1 &= \frac{p_M}{\gamma} + \frac{W_M^2 - u_M^2}{2g} + H_s - h_M + h_{r1M} = \\ &= \frac{p_2}{\gamma} + \frac{W_2^2 - u_2^2}{2g} + H_s - h_2 + h_{r12} \end{aligned}$$

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + H_s - h_2 = \frac{p_4}{\gamma} + \frac{C_4^2}{2g} + h_{r34} \quad (3.44)$$

Punctele 0 și 1 respectiv 2 și 3 sunt foarte apropiate și toate mărimile cu aceleași valori în 0 ca și 2, respectiv în 3 ca și în 2. La suprafața liberă, atât în bieful amonte, cât și în bieful aval, presiunea este cea atmosferică ($\frac{p_A}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} = H_b$ = înălțime

barometrică). Viteza la suprafața liberă din amonte este foarte mică, astfel încât termenul cinetic $\frac{C_A^2}{2g}$ se poate neglija. Deoarece punctul M a fost ales ca punctul din

rotor în care presiunea este minimă, se notează $\frac{p_M}{\gamma} = \frac{p_{\min}}{\gamma}$. Din grupul de relații (3.44)

se exprimă presiunea minimă din rotor,

$$\frac{p_{\min}}{\gamma} = \frac{p_{at}}{\gamma} - H_s - \frac{(W_M^2 - u_M^2) - (W_4^2 - u_2^2)}{2g} + \frac{C_4^2 - C_2^2}{2g} + H_M + h_1 + h_{rM4} \quad (3.45)$$

Notând $\frac{p_v}{\gamma} = H_v$, p_v fiind presiunea de vaporizare, scăzând acest termen din ambii membri ai rețelei (3.45) și împărțind cu H , rezultă:

$$\frac{p_{\min} - p_v}{\gamma H} = \frac{H_b - H_v - H_s}{H} - \left[\frac{(W_M^2 - u_M^2) - (W_4^2 - u_2^2)}{2gH} - \frac{C_4^2 - C_2^2}{2gH} - \frac{h_M}{H} - \frac{h_{rM4}}{H} \right] \quad (3.46)$$

Se poate neglija termenul $\frac{h_M}{H}$ deoarece are o valoare foarte mică, astfel că relația devine:

$$\frac{p_{\min} - p_v}{\gamma H} = \frac{H_b - H_v - H_s}{H} - \left[\frac{(W_M^2 - u_M^2) - (W_4^2 - u_2^2)}{2gH} - \frac{C_4^2 - C_2^2}{2gH} - \frac{h_{rM4}}{H} \right] \quad (3.47)$$

Primul termen din membrul al doilea al egalității reprezintă coeficientul de cavitație al instalației sau coeficientul de cavitație exterior, σ_e :

$$\sigma_e = \frac{H_b - H_v - H_s}{H} \quad (3.48)$$

Acest termen caracterizează rezerva de energie a curentului, la ieșirea din rotorul turbinei (intrarea în rotorul pompei), raportată la sarcina totală și depinde de elemente exterioare turbomașinii. Al doilea termen este coeficientul de cavitație al turbomașinii sau coeficientul interior de cavitație, σ_T :

$$\sigma_T = \frac{(W_M^2 - u_M^2) - (W_4^2 - u_2^2)}{2gH} - \frac{C_4^2 - C_2^2}{2gH} - \frac{h_{rM4}}{H} \quad (3.49)$$

La turbomașinile de lucru, în această relație trebuie schimbata denumirea punctelor, conform convenției, precum și semnul pierderii de sarcină h_{rM4} , fluidul curgând în sens invers. Ținând seama de aceste notații, relația (18.53) se poate scrie

$$\frac{p_{\min} - p_v}{\gamma H} = \sigma_e - \sigma_T \quad (3.50)$$

Cavitația în rotorul turbomașinii apare când $p_{\min} = p_v$, așadar când cei doi coeficienți de cavitație cu aceeași valoare, care se notează σ_{cr} deci $\sigma_{cr} = \sigma_e = \sigma_T$. Pentru evitarea cavitației se admite o valoare a coeficientului de cavitație exterior (σ_{ad}) mare decât valoarea critică,

$$\sigma_{ad} = K \sigma_{cr} \quad K = 1,05 \div 1,1$$

și rezultă înălțimea de aspirație pentru o funcționare fără cavitație:

$$H_{s,ad} = H_b - H_v - \sigma_{ad} H \quad (3.51)$$

Pentru coeficientul de cavitație, critic sau admisibil, în literatură sunt date formule, teoretice sau statistice, care au fost apoi verificate experimental.

3.12. Determinarea înălțimii de aspirație a unei pompe centrifuge

Pentru evitarea fenomenului de cavitație într-o instalație de pompare se determină înălțimea maximă de aspirație H_s astfel încât pompa să funcționeze în condiții normale. Condiția de evitare a cavitației este ca presiunea la intrarea în pompă să nu scadă sub o valoare p_a dată.

Se consideră o pompă centrifugă (fig. 3.16), care aspiră dintr-un rezervor cu suprafața liberă. Se scrie relația lui Bernoulli între un punct de pe suprafața rezervorului de aspirație 1 și un punct 2 de pe conducta de aspirație, imediat în amonte de pompă:

$$\frac{p_{at}}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + z_2 + h_{r12}$$

Se consideră $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = 0$ și se notează $H_s = z_2 - z_1$, înălțimea geodezică de aspirație și $V_2 = V$. Relația lui Bernoulli devine:

$$\frac{p_{at} - p_a}{\gamma} - H_s = \left(\alpha + \frac{\lambda l}{d} + \zeta_s + \zeta_c \right) \cdot \frac{V}{2g} \quad (3.52)$$

Valoarea vitezei în conductă este funcție de tipul pompei și de natura și temperatura lichidului.

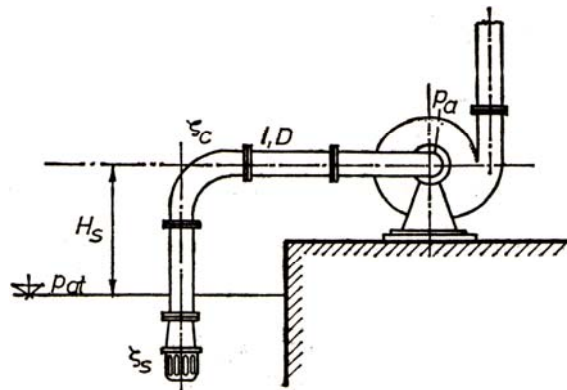


Fig. 3.16. Înălțimea de aspirație H_s a unei pompe centrifuge

Cunoscând debitul nominal al pompei, se calculează diametrul D al conductei și se alege traseul, astfel încât lungimea l să fie minimă, iar armăturile să se reducă la cele strict necesare. În exemplul considerat, ζ_s , și ζ_c reprezintă coeficienții rezistențelor locale la sorb și la cot. Mărimea

$$H_v = \frac{p_{at} - p_a}{\gamma} \quad (3.53)$$

se numește *înălțime vacuummetrică la aspirație*.

De obicei pentru lichide reci, nevolatile, la majoritatea pompelor se admite $H_{v,ad} < 4 \dots 6,5 \text{ mH}_2\text{O}$. În cazul pomparei lichidelor calde sau volatile $H_{v,ad}$ scade. Limitarea depresiunii la intrarea în pompă se realizează prin fixarea înălțimii de aspirație la

$$H_{s,ad} = H_{v,ad} - \left(\alpha + \frac{\lambda l}{d} + \zeta_s + \zeta_c \right) \cdot \frac{V}{2g}$$

3.13. Similitudinea turbopompelor

Datorită dificultăților matematice, integrarea ecuațiilor de mișcare a fluidului în turbopompă nu este posibilă, deci calculul acestora și proiectarea elementelor unei turbopompe nu se poate efectua strict teoretic. Cu ajutorul unor ipoteze simplificatoare, putem stabili într-o primă aproximație forma și dimensiunile turbopompelor. Ulterior prin cercetări experimentale se pot aduce corecțiile necesare pentru un randament cât mai mare și pierderi de sarcină cât mai mici. Cercetările experimentale se desfășoară pe un model, geometric asemenea, construit la scară, modelarea hidraulică permițând alegerea unor soluții optime.

La modelarea mașinilor hidraulice nu se utilizează direct criteriile de similitudine Reynolds, Froude, Euler, Strouhal, ci combinații ale acestora, cum sunt:

- debitul unitar $Q_{11} = Ct$,
- turația unitară $n_{11} = Ct$,
- puterea unitară $P_{11} = Ct$,
- rapiditatea cinematică $n_q = Ct$. și
- rapiditatea dinamică $n_s = Ct$.

Pentru determinarea expresiei debitului unitar, se consideră numărul Euler, în care utilizăm viteza absolută, $v = c$:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c^2} = \frac{Y}{c^2}, \quad c = \sqrt{\frac{Y}{Eu}}$$

Fie D un diametru caracteristic al rotorului. Din ecuația continuității pentru o secțiune de arie A , rezultă:

$$Q = A \cdot c = A \sqrt{\frac{Y}{Eu}} = \frac{A}{D^2} \frac{1}{\sqrt{Eu}} D^2 \sqrt{Y} \quad (3.54)$$

Pentru un model geometric asemenea, debitul este determinat analog:

$$Q' = A' \cdot c' = \frac{A'}{(D')^2} \frac{1}{\sqrt{Eu'}} (D')^2 \sqrt{Y'}$$

Din raportul $\frac{Q}{Q'}$ și ținând seama de similitudinea geometrică și de egalitatea criteriilor de similitudine Euler ($Eu = Eu'$), obținem:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{(D')^2}{D^2} \sqrt{\frac{Y'}{Y}}$$

sau:

$$\frac{Q}{D^2 \sqrt{Y}} = \frac{(Q')^2}{(D')^2 \sqrt{Y'}}$$

Expresia: $Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{Y}} \quad (3.55)$

se numește debit unitar și reprezintă debitul unui model similar cu prototipul având $D' = 1$ m și $Y' = 1 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

Pentru obținerea expresiei turației unitare, se scrie numărul Strouhal sub forma $Sh = \frac{c}{nD}$, unde n este turația turbopompei.

Rezultă:

$$n = \frac{c}{DSh} = \frac{1}{Sh} \frac{\sqrt{Y}}{D} \quad (3.56)$$

iar pentru modelul geometric asemenea:

$$n' = \frac{1}{Sh'} \frac{\sqrt{Y'}}{D'}$$

Raportând cele două turații și considerând satisfăcute criteriile Eu și Sh ($Eu = Eu'$ și $Sh = Sh'$), se obține:

$$\frac{n'}{n} = \frac{D}{D'} \sqrt{\frac{Y'}{Y}}$$

sau:
$$\frac{nD}{\sqrt{Y}} = \frac{n'D'}{\sqrt{Y'}}$$

Expresia:
$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{Y}} \quad (3.57)$$

se numește turație unitară și reprezintă turația unui model similar cu prototipul și având $D' = 1$ m și $Y' = 1 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

Pentru determinarea puterii unitare, se înlocuiește în expresia puterii $P = \rho \cdot Q \cdot Y$ debitul dat de relația 89:

$$P = \rho \frac{A}{D^2} \frac{1}{\sqrt{Eu}} D^2 Y \sqrt{Y} \quad (3.58)$$

Pentru un model asemenea geometric, obținem:

$$P' = \rho' \frac{A'}{(D')^2} \frac{1}{\sqrt{Eu'}} (D')^2 Y' \sqrt{Y'}$$

Raportând cele două puteri și considerând similitudinea geometrică alături de similitudinea Euler ($Eu = Eu'$), obținem:

$$\frac{P'}{P} = \frac{\rho'}{\rho} \frac{(D')^2}{D^2} \frac{Y'}{Y} \sqrt{\frac{Y'}{Y}}$$

sau:

$$\frac{P}{\rho D^2 Y \sqrt{Y}} = \frac{P'}{\rho' (D')^2 Y' \sqrt{Y'}}$$

Expresia:
$$P_{11} = \frac{P}{\rho D^2 Y \sqrt{Y}} \quad (3.59)$$

se numește putere unitară și reprezintă puterea unui model similar cu prototipul, la care $D' = 1$ m și $Y' = 1 \text{ m}^2/\text{s}^2$, fluidul de lucru având densitatea de 1 Kg/m^3 .

Acest criteriu prezintă importanță pentru pompele care funcționează cu alte lichide față de cele pentru care a fost proiectată. Din criteriile debit unitar, turație unitară și putere unitară se pot deduce coeficienții de scară ai tuturor mărimilor ce intervin în calculul turbomașinilor.

Considerând două pompe similare la care sunt îndeplinite cele trei criterii de similitudine, putem scrie:

$$\frac{Q}{D^2 \sqrt{Y}} = \frac{Q'}{(D')^2 \sqrt{Y'}}; \quad \frac{nD}{\sqrt{Y}} = \frac{n'D'}{\sqrt{Y'}}; \quad \frac{P}{\rho D^2 Y \sqrt{Y}} = \frac{P'}{\rho' (D')^2 Y' \sqrt{Y'}}$$

Eliminând raportul $\frac{D'}{D}$ între primele două relații, obținem:

$$\frac{n}{\sqrt{Y}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{Y}}} = \frac{n'}{\sqrt{Y'}} \sqrt{\frac{Q'}{\sqrt{Y'}}}$$

$$\text{Notăm: } n_q = \frac{n}{\sqrt{Y}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{Y}}} = \frac{n Q^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad (3.60)$$

care se numește rapiditate cinematică sau turație specifică în funcție de debit, iar similitudinea celor două pompe este dată de $n_q = n'_q$.

Eliminând raportul $\frac{D'}{D}$ între ultimele două relații, obținem:

$$\frac{n}{Y} \sqrt{\frac{P}{\rho \sqrt{Y}}} = \frac{n'}{Y'} \sqrt{\frac{P'}{\rho' \sqrt{Y'}}}$$

$$\text{Notăm: } n_s = \frac{n}{Y} \sqrt{\frac{P}{\rho \sqrt{Y}}} = \frac{n \cdot P^{\frac{1}{2}}}{\rho^{\frac{1}{2}} Y^{\frac{5}{4}}} \quad (3.61)$$

care se numește rapiditate dinamică sau turație specifică în funcție de putere; în acest caz similitudinea celor două pompe devine $n_s = n'_s$.

Mărimile n_{11} , Q_{11} , p_{11} , n_q și n_s sunt adimensionale, adică sunt invariante față de sistemul de unități de măsură utilizat. Între aceste mărimi există relațiile:

$$n_q = n_{11} \sqrt{Q_{11}}; \quad n_s = n_{11} \sqrt{P_{11}}; \quad n_q = \sqrt{\eta} \cdot n_s \quad (3.62)$$

Se pot utiliza și mărimile analoge:

$$\begin{aligned} Q_{11}^* &= \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}; \quad n_{11}^* = \frac{nD}{\sqrt{H}}; \quad P_{11}^* = \frac{P}{D^2 H \sqrt{H}}; \\ n_q^* &= \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}; \quad n_s^* = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \end{aligned} \quad (3.63)$$

care nu mai sunt adimensionale și se folosesc în sisteme de măsură mai vechi.

Se poate demonstra că rapiditatea cinematică și rapiditatea dinamică depind de elementele constructive de bază ale rotorului, în special de raportul diametrelor. Există deci posibilitatea clasificării rotoarelor în funcție de rapiditatea lor. Pe măsură ce crește

rapiditatea, raportul $\frac{D_2}{D_1}$ scade, deci pentru obținerea aceleiași energii specifice, rotoarele cu rapoarte $\frac{D_2}{D_1}$ mici au nevoie de turații mai mari.

3.14. Reglarea turbopompelor

În general turbopompele se construiesc în serie și în scopul reducerii costurilor se restrâng tipurile de pompe fabricate, care trebuie să corespundă unor regimuri variate de funcționare.

Pentru adaptarea tipului de pompă normalizat cel mai apropiat, parametrii pompei trebuie modificați în conformitate cu parametrii funcționali ai instalației, având în acest caz o reglare permanentă, iar uneori este necesar ca pompa să lucreze un timp scurt la alți parametri decât valorile pentru care a fost proiectată, necesitând o reglare trecătoare.

De obicei consumatorii necesită debite ce variază mult în timp, iar pompele trebuie să se adapteze la aceste variații prin sisteme de reglare.

Reglarea se poate face prin modificarea caracteristicilor exterioare pompei sau prin modificarea caracteristicilor interioare acesteia. Din prima categorie fac parte următoarele metode de reglare:

a) *reglarea prin vană*, este un procedeu simplu de reglare a debitului prin obturarea parțială printr-o vană montată pe conducta de refulare în apropierea secțiunii de racordare a pompei. Prin aceasta se creează o rezistență suplimentară în conducta de refulare, astfel încât o parte din energia cedată de pompă se disipează în vană. Această reglare nu este economică, deoarece produce o disipare de energie, deci un randament mic. Metoda se aplică la pompele centrifuge, dar nu este admisă la pompele diagonale sau axiale, deoarece puterea absorbită de acestea, la sarcini parțiale, este mai mare decât cea la sarcina nominală.

b) *reglarea prin conductă de întoarcere*, care constă din montarea pe conducta de refulare a unei conducte de întoarcere (by-pass), care conduce apa înapoi în bazinul de aspirație și poate prelua surplusul de debit creat de pompă, față de cel necesar în instalație. În acest caz, pornirea se face numai cu vana conductei de întoarcere deschisă.

Reglarea prin modificarea caracteristicilor pompei se poate face prin următoarele metode:

a) *reglarea prin variația turației*, care este posibilă dacă motorul sau transmisia permit această variație. Se obține pentru fiecare turație un regim de funcționare în zona randamentelor bune. Din punct de vedere economic, acest procedeu este cel mai avantajos, deoarece randamentul rămâne practic constant, la schimbări mici ale turației.

b) *reglarea prin modificarea pozițiilor palelor rotorice*, la pompele la care poziționarea palelor se poate realiza în timpul funcționării. Metoda se poate aplica la pompele axiale și la unele pompe diagonale, care au pale rotorice reglabile.

Modificarea pozițiilor palelor rotorice, duce la modificarea triunghiurilor vitezelor și deci la modificarea curbei caracteristice a pompei. Reglarea nu se poate realiza pe o plajă mare de variație a debitului, deoarece în pompă se pot forma curenți paraziți.

c) *reglarea prin modificarea definitivă a rotorului*, care constă în micșorarea prin strunjire a diametrului exterior al rotorului, în special la pompele centrifuge. Se modifică rapiditatea n_q și se reduc parametrii Y și Q prin operații de similitudine.

Este o metodă de reglare permanentă, prin care se mărește câmpul de utilizare al unui anumit tip de pompă.

d) *reglarea prin obturarea totală sau parțială a unor canale rotorice*, este o metodă mai economică decât reglarea prin vana de aspirație și este o metodă de reglare permanentă.

Capitolul 4. Ventilatoare

4.1. Clasificarea ventilatoarelor

Ventilatoarele sunt mașini de lucru care funcționează cu gaze. Ele transformă energia mecanică primită de la motorul de antrenare în energie pneumatică. Deoarece ventilatoarele lucrează cu diferențe de presiune de până la 1500 mm H₂O (0,15 bar), în studiul lor nu putem neglija variația densității fluidului, astfel încât relațiile stabilite pentru pompe sunt valabile.

Clasificăm ventilatoarele după aceleași criterii ca și pentru celelalte turbomașini, deoarece și aici transformarea energiei are loc în rotor. Cel mai important criteriu de clasificare este după direcția curentului de fluid în rotor.

Se deosebesc ventilatoare centrifuge sau radiale, figura 4.1.a, ventilatoare axiale, figura 4.1.b, și ventilatoare transversale, figura 4.1.c.

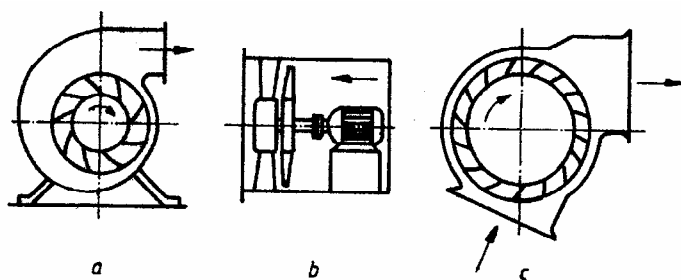


Fig. 127 Tipuri de ventilatoare
a. radiale; b. axiale; c. transversale

După presiunea pe care o dezvoltă, se deosebesc ventilatoare de joasă presiune, la care se realizează o presiune până la 160 mm H₂O, ventilatoare de presiune medie (până la 400 mm H₂O) și ventilatoare de înaltă presiune (peste 400 mm H₂O).

Un alt criteriu de clasificare este numărul rotoarelor sau etajelor de amplificare. Se deosebesc ventilatoare monoetajate și ventilatoare multietajate.

4.2. Ecuația energiei aplicată ventilatoarelor

În cazul unui fluid compresibil, energia specifică cedată fluidului de o mașină hidro-pneumatică este:

$$Y = \int_{i,e} \frac{dp}{\rho} + g(z_e - z_i) + \frac{c_e^2 - c_i^2}{2} \quad (4.1)$$

Deoarece la ventilatoare fluidul de lucru este un gaz, energia potențială de poziție $g(z_e - z_i)$ este neglijabilă în raport cu ceilalți termeni, iar deoarece densitatea este

aproximativ constantă, datorită variației restrânse a presiunii, putem considera $\int_{i,e} \frac{dp}{\rho} = \frac{p_e - p_i}{\rho}$. Rezultă că energia specifică este de forma:

$$Y = \frac{p_e - p_i}{\rho} + \frac{c_e^2 - c_i^2}{2} \quad (4.2)$$

Ecuția fundamentală a turbomașinilor nu depinde de natura fluidului de lucru, deci este valabilă și pentru ventilatoare:

$$Y_{t_{\infty}} = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 \quad (4.3)$$

În cazul ventilatoarelor este util a se introduce noțiunea de "presiune totală" $\Delta p_{t_{\infty}} = \rho Y_{t_{\infty}}$, adică:

$$\Delta p_{t_{\infty}} = \rho(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (4.4)$$

Această mărime ține seama de natura gazului de lucru, în timp ce energia specifică $Y_{t_{\infty}}$ depinde numai de mărimi cinematice.

Presiunea totală se mai poate exprima și sub forma:

$$\Delta p_{t_{\infty}} = \frac{\rho}{2} [(u_2^2 - u_1^2) + (c_2^2 - c_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)] \quad (4.5)$$

În cazul ventilatoarelor axiale $u_1 = u_2 = u$, deci relațiile (4.4) și (4.5) devin:

$$\Delta p_{t_{\infty}} = \rho u(c_{2u} - c_{1u}) \quad (4.6)$$

respectiv:
$$\Delta p_{t_{\infty}} = \frac{\rho}{2} [(c_2^2 - c_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)] \quad (4.7)$$

Se observă că la ventilatoarele axiale, sarcina se micșorează față de ventilatoarele centrifuge care au aceeași turație.

Relațiile (14.41) și (14.42) exprimă presiunea totală pentru un rotor ideal și pentru un fluid ideal. În cazul real, această valoare trebuie corectată ca și în cazul pompelor, funcție de numărul de pale și de viscozitatea fluidului.

4.3. Ventilatoare centrifuge

Ventilatoarele centrifuge sunt asemănătoare din punct de vedere constructiv cu pompele centrifuge, dar sunt mai simple, deoarece nu au elemente de etanșare, iar carcasa spirală are secțiunea dreptunghiulară. Ventilatoarele centrifuge asigură presiuni maxime de 1500 mm H₂O și debite între 1500 și 200 000 m³/h.

În funcție de înclinarea palelor rotorice, la ventilatoarele centrifuge se deosebesc următoarele tipuri:

a) rotor cu pale curbate înapoi, $\beta_1, \beta_2 < 90^\circ$, figura 128 a, care are avantajul că în canalele rotorice gazul nu prezintă vârtejuri sau desprinderi, deci funcționează cu randamente bune. La acest tip de rotor, debitul este limitat, ceea ce restrânge și domeniul său de utilizare.

b) rotor cu pale radiale $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$, care se utilizează pentru presiuni scăzute; ele pot funcționa în ambele sensuri, figura 128 b.

c) rotor cu pale curbate înainte, $\beta_1 < 90^\circ$, $\beta_2 > 90^\circ$ figura 128 c, care asigură presiuni totale mai mari, deoarece $c_{2u} > u_2$. Aceste tipuri de ventilatoare au un număr mare de pale, lățime mare și extindere radială mică.

Rotoarele ventilatoarelor sunt alcătuite din una sau două coroane circulare pe care sunt fixate palele rotorice.

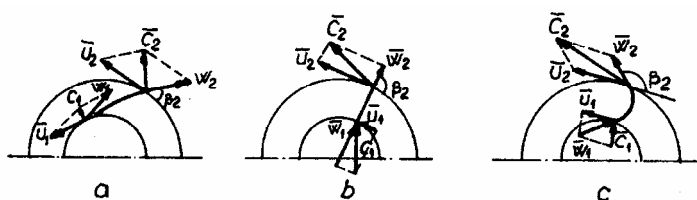


Fig. 128 Ventilatoare centrifuge
a. pale curbate înapoi; b. pale radiale; c. pale curbate înainte

Spre deosebire de ventilatoarele centrifuge, cele axiale lucrează la presiuni mult mai mici. Rotorul la aceste ventilatoare este format dintr-un butuc pe care se fixează palele profilate. Uneori înaintea rotorului sau după acesta, iar în unele cazuri înainte și după, se prevede un aparat director, care are rolul de a dirija curentul de fluid și de a atenua rotația curentului.

Curbele caracteristice ale ventilatoarelor, depind de tipul ventilatorului, iar pentru ventilatoarele centrifuge, de modul în care sunt curbate palele.

Modul de reglare a ventilatoarelor este analog celui de la pompe. Ca principale procedee amintim: modificarea rezistenței hidraulice a canalelor de pe refularea sau aspirația ventilatorului, antrenarea rotorului la diferite turații, modificarea unghiului de așezare al palelor etc.

Capitolul 5. Mașini volumice

5.1. Generalități

La mașinile volumice, transformarea energiei hidraulice în energie mecanică sau invers, se realizează astfel încât energia cinetică a lichidului rămâne practic constantă. Din această cauză, aceste mașini se mai numesc și mașini hidrostatice. La aceste tipuri de mașini, transportarea lichidului dintr-o cavitate în alta se realizează prin echivalarea volumelor, fiind caracteristică prezența unor diverse organe de închidere, precum supape, clapete și altele.

Aceste agregate se folosesc atunci când sunt necesare debite mici și presiuni de lucru mari; ele sunt utilizate în special în acționări hidrostatice, în sisteme de lubrificație sau în automatizare.

Mașinile volumice se clasifică în felul următor:

- 1) după sensul de transformare a energiei:
 - generatoare (pompe)
 - motoare
 - transformatoare
- 2) după direcția de deplasare a volumelor determinate de organele de închidere:
 - mașini alternative (pompe cu piston și cilindri de forță)
 - mașini rotative (pompe sau motoare cu pistonase axiale sau radiale)

Principiul de funcționare a mașinilor volumice, permite scrierea expresiei debitului mediu ideal:

$$Q_1 = V_1 \cdot z \cdot n \quad (5.1)$$

unde V_1 este volumul unei încăperi a agregatului, z este numărul încăperilor umplute și golite la o rotație a arborelui și n este turația arborelui.

Debitul real diferă de cel ideal, datorită pierderilor prin neetanșeități.

Față de turbopompe, pompele cu piston prezintă o serie de avantaje, dintre care amintim:

- pot asigura teoretic o presiune de refulare oricât de mare;
- presiunea de refulare nu depinde de viteza pistonului;
- au un randament hidraulic ridicat, datorită disipațiilor hidraulice mici.

Dezavantajele acestor pompe constau în:

- au debit limitat datorită modului de mișcare a pistonului, care nu permite realizarea unor viteze mari;
- sunt mai complicate din punct de vedere constructiv;
- debitul lor este pulsatoriu.

5.2. Pompe cu piston

Aceste tipuri de pompe se pot clasifica astfel:

1) după numărul de curse active la o cursă dublă a pistonului:

- pompe cu simplu efect (cu o singură față activă a pistonului), figura 5.1;

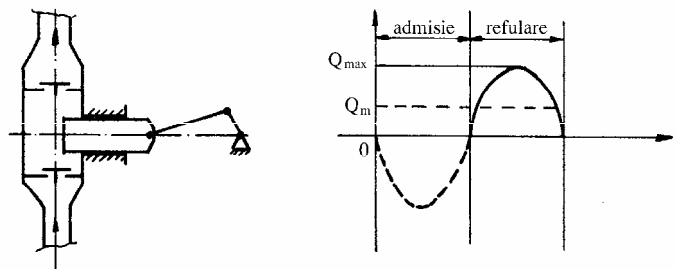


Fig. 5.1. Pompă cu simplu efect

- pompe cu dublu efect (cu ambele fețe ale pistonului active), figura 5.2;

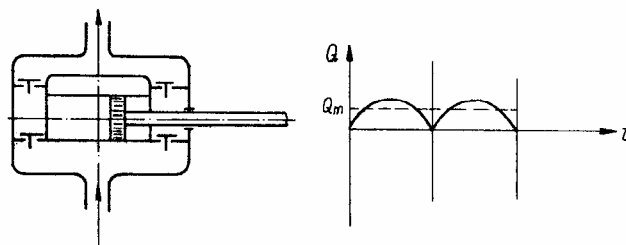


Fig. 5.2. Pompă cu dublu efect

2) după tipul constructiv:

- pompe cu un singur cilindru (simplex)
- pompe cu doi cilindri în paralel (duplex)
- pompe cu trei cilindri în paralel (triplex)

Pompele simplex și duplex pot fi cu simplu efect sau cu dublu efect, iar pompele triplex sunt întotdeauna cu simplu efect;

3) după poziția cilindrilor:

- pompe orizontale;
- pompe verticale.

4) după modul de acționare:

- pompe cu acționare directă;
- pompe acționate de motoare rotative prin diferite mecanisme (bielă-manivelă, excentric).

Pentru uniformizarea debitului și pentru a prelua inerția coloanei de lichid de pe conductele de aspirație și refulare, pompele cu piston se prevăd cu hidrofoare. La începutul aspirației, pompa aspiră din hidrofor, care pune în mișcare lichidul din conducta de aspirație, iar în mod analog, refulază întâi în hidrofor și apoi în conducta de refulare.

5.3. Mașini cu pistonase axiale

Aceste tipuri de mașini sunt reprezentate schematic în figura 5.3.

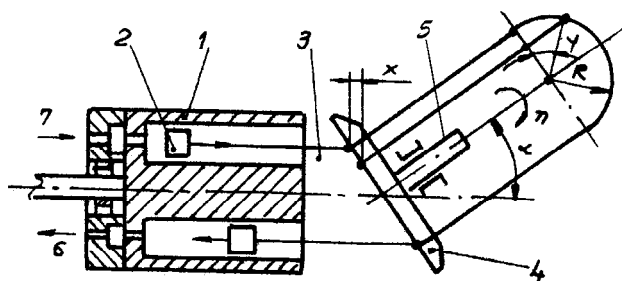


Fig. 5.3. Pompă cu pistonase axiale

1. blocul cilindrilor; 2. pistonase axiale; 3. biele; 4. disc; 5. arbore;
6. orificii de refulare; 7. orificii de aspirație.

Mașinile cu pistonase axiale se compun din: blocul cilindrilor 1, în care se deplasează pistonasele axiale 2, care au biele ca sunt fixate prin articulații sferice cu discul 4, disc ce poate fi înclinat cu diferite unghiuri față de axa cilindrului α .

Când ansamblul bloc-pistoase-disc este antrenat în mișcare de rotație, în cilindri de lucru se produc variații de volum, care determină funcționarea mașinii ca pompă, orificiul 6 fiind de refulare, iar 7 de aspirație.

Dacă în loc de energie mecanică mașina primește agentul de lucru (lichidul) la presiunea corespunzătoare sarcinii, ea funcționează ca motor, având la arborele 5, energie mecanică.

Alimentarea cu lichid a unuia dintre cele două racorduri se face în funcție de sensul de rotație dorit. Debitul sau turația mașinii, se reglează prin variația unghiului α .

Pentru a calcula debitul mașinii cu z pistonase, se observă că la rotirea blocului 1 și a discului 4 cu unghiul φ , pistonasul 2 are o deplasare axială

$$x = (R - R \cos \varphi) \sin \alpha$$

iar pentru o rotație de 180° , pistonasul are cursa completă $h = 2R \sin \alpha$.

Pentru un pistonăș de diametru D și secțiune transversală $s = \frac{\pi D^2}{4}$, variația elementară de volum este:

$$dV_p = s dx = s d[(R - R \cos \varphi) \sin \varphi] = sR \sin \alpha \sin \varphi d\varphi$$

iar debitul total, pentru o turație n (rot/s), este:

$$Q = V_p z \cdot n = sR \sin \alpha \cdot z \cdot n \int_0^\pi \sin \varphi d\varphi = \frac{1}{2} \pi D^2 R \cdot z \cdot n \sin \alpha \quad (5.2)$$

Analizând cele două relații, constatăm că pentru o anumită mașină la care cunoaștem D , R , z , $n = Ct$, debitul realizat de un piston variază sinusoidal cu unghiul φ , figura 5.4, între două limite Q_{\min} și Q_{\max} .

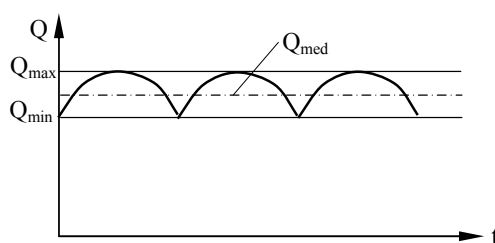


Fig. 5.4. Debitul unei pompe cu pistonășe axiale

Pentru a aprecia uniformitatea debitului pompei, se calculează coeficientul de pulsație:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q} \quad (5.3)$$

unde Q reprezintă debitul mediu.

5.4. Mașini cu pistonășe radiale

Aceste tipuri de mașini folosesc mai multe pistonășe radiale 2, montate într-un rotor comun 1, figura 5.5.

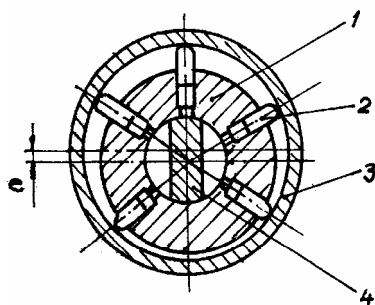


Fig. 5.5. Pompă cu pistonășe radiale
1. rotor; 2. pistonășe; 3. stator; 4. diafragmă.

Deplasarea radială a pistonășelor este limitată de un sator 3, a cărui axă geometrică poate fi deplasată în raport cu axa rotorului, realizându-se excentricitatea într-o anumită limită.

Spațiul din stânga cu volume crescătoare, este despărțit de cel cu volume descrescătoare prin diafragma 4 a axului central, în acest mod fiind create condițiile pentru aspirație și refulare.

Dacă se alimentează cu agent de lucru unul din racorduri, al doilea devenind de evacuare, mașina cu pistonășe radiale funcționează ca motor.

La o rotație, variația de volum util provocată de un piston de diametru D este:

$$V_p = \frac{\pi D^2}{4} 2e \quad (5.4)$$

Pentru mașina cu z pistonășe și turație n (rot/s), debitul mediu este:

$$Q = V_p z \cdot n = \frac{\pi D^2 e \cdot z \cdot n}{2} \quad (5.5)$$

Calculul coeficientului de pulsație pentru acest tip de mașină, ne arată că acesta scade vizibil pentru un număr crescut de pistonășe, mai ales până la $z = 9$, iar pentru un număr impar de pistonășe, coeficientul de pulsație este mult mai redus, în comparație cu mașinile cu număr par de pistonășe.

5.5. Mașini cu palete culisante

Aceste mașini se pot construi în două variante: cu circulație interioară sau cu circulație exterioară, figura 5.6, b respectiv a.

Mașinile cu palete culisante sunt formate din satorul 1, palele culisante 2 și rotorul 3. La pompele cu circulație interioară, există și diafragma fixă 4 în axul rotorului.

Datorită excentricității satorului față de rotor, cavitățile de lucru dintre palete au volume crescătoare la unghiuri de rotație cuprinse între 0 și π și volume descrescătoare în spațiu unghiular π și 2π , în sensul de rotație.

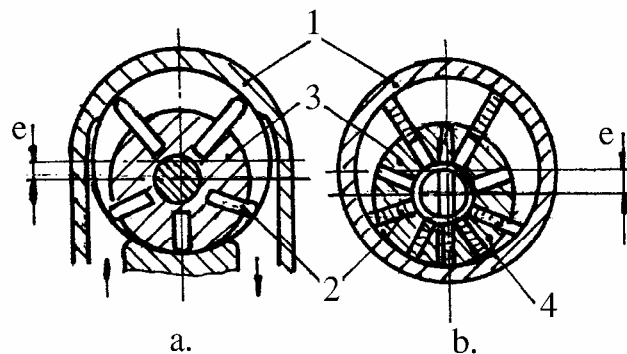


Fig. 5.6. Pompă cu palete culisante
a. cu circulație exterioară; b. cu circulație interioară
1. sator; 2. palete culisante; 3. rotor; 4. diafragmă.

În prima zonă se realizează depresiuni, această zonă fiind racordată la aspirație, iar zona cu volume descrescătoare realizează suprapresiuni și este racordată la refulare.

La motorul hidrostatic cu palete culisante, introducerea și evacuarea lichidului se poate realiza prin oricare dintre racorduri, funcție de sensul de rotație dorit.

Considerând ρ poziția pistonului la un moment dat (ρ ia valori între $R-e$ și $R+e$, unde R este raza statorului și e excentricitatea), turația n (rot/min) și B lățimea palelor, debitul elementar se poate scrie:

$$dQ = \omega \cdot \rho \cdot B d\rho = 2\pi \cdot n \cdot B \cdot \rho d\rho \quad (5.6)$$

iar debitul pompei este:

$$Q = \int_{R-e}^{R+e} 2\pi \cdot n \cdot B \cdot \rho d\rho = 4\pi \cdot B \cdot R \cdot e \cdot n \quad (5.7)$$

5.6. Mașini cu roți dințate

Aceste tipuri de mașini au ca elemente active două sau mai multe roți dințate, la care golurile dintre dinți, constituie cavități de lucru. Cele mai utilizate sunt pompele cu două roți dințate, cu angrenare exterioară și dantură evolventică dreaptă și sunt alcătuite din carcasa 1, capacele laterale și roțile dințate 2, figura 5.7.

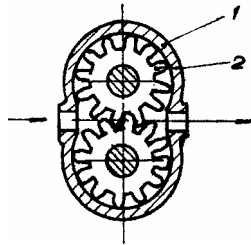


Fig. 5.7. Pompă cu roți dințate
1. roată dințată; 2. carcasă

Pentru acest tip de pompă, calculul debitului și coeficienții de pulsație sunt calculați cu relațiile:

$$Q = 2\pi \cdot m^2 b \cdot z \cdot n; \quad \delta = \frac{\pi^2 m^2 \cos^2 \alpha}{d_e^2 - A^2} \quad (5.8)$$

unde am notat: m - modulul danturii, b - lățimea dinților, z - numărul dinților, n - turația pompei, α - unghiul de angrenare, d_e - diametrul exterior al danturii, A - distanța dintre axele roților.

Prima relație arată că debitul pompei variază cu pătratul modulului, motiv pentru care pompele cu roți dințate se execută cu modul mult mai mare decât pentru angrenajele obișnuite.

A doua relație ne arată că pentru obținerea unor coeficienți de pulsație cât mai mici, trebuie mărit unghiul de angrenare al danturii α , prin corijarea acesteia.

În cazul utilizării ca motor a mașinii cu roți dințate, turația acesteia se poate determina cu relația:

$$n_m = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot b}{2} d_e^2 - A^2 - \frac{\pi^2 m^2 \cos^2 \alpha}{3}} \quad (5.9)$$

5.7. Mașini hidrostatice liniare

Aceste tipuri de mașini au ca elemente active unul sau mai multe pistoane, care se deplasează în interiorul cilindrilor de lucru. În cazul pompelor cu piston, acționarea se realizează cu ajutorul motoarelor electrice, care antrenează diferite mecanisme, cum ar fi mecanismul bielă -manivelă sau cele cu excentric.

Motoarele hidrostatice liniare sunt formate din unul sau mai multe ansambluri cilindru - piston, cu simplu efect sau cu dublu efect. Ele transformă energia hidrostatică a agentului de lucru în energie mecanică, transmisă la tija pistonului, figura 5.8.

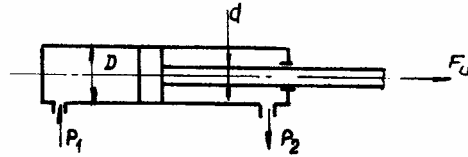


Fig. 5.8. Pompă cu piston

Pentru a determina forța utilă necesară F_u a pistonului, se exprimă ecuația de echilibru dinamic:

$$F_u = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - \sum_{i=1}^3 R_i \quad (5.10)$$

unde: $\sum_{i=1}^3 R_i$ este suma forțelor rezistente și cuprinde forța de frecare dintre piston și cilindru, forțele de frecare dintre elementele de etanșare dinamică și rezultanta forțelor de inerție a maselor în mișcare, m - masa ansamblului mobil piston-tijă deci putem scrie:

$$\sum_{i=1}^3 \bar{R}_i = \bar{F}_{f_1} + \bar{F}_{f_2} + m \cdot \bar{a} \quad (5.11)$$

Din relația (14.54) rezultă presiunea de intrare în cilindru a lichidului de lucru:

$$p_1 = p_2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] + 4 \left(F_u + \sum_{i=1}^3 R_i \right) \frac{1}{\pi D^2} \quad (5.12)$$

Notând cu $\Delta p = \sum \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta_i \right) \rho \frac{v^2}{2}$, suma pierderilor de presiune dintre pompa

de alimentare și motor, rezultă că presiunea de lucru creată de pompă este:

$$p = p_1 + \Delta p$$

unde λ_i este coeficientul pierderilor liniare de sarcină în conducte, care se exprimă cu relația:

$$\lambda_i = K \frac{v}{v_i d_i}$$

unde: $K = 75$ pentru conducte rigide și $K = 80$ pentru conducte flexibile, l_i și d_i sunt dimensiunile tronsonului de conductă, v - viscozitatea cinematică a lichidului, ζ_i - suma coeficienților pierderilor locale de sarcină.

Pentru a calcula debitul necesar motorului putem exprima principiul conservării energiei prin egalarea puterilor la pompă și motor. Notând cu s cursa pistonului și cu t timpul de parcurgere a cursei, rezultă că viteza medie a pistonului este $v_m = \frac{s}{t}$, iar puterea utilă este $P_u = F_u \cdot v_m$.

Randamentul global al motorului hidrostatic este :

$$\eta = \frac{F_u v_m}{Q p_1} \quad (5.13)$$

de unde debitul pompei se poate exprima cu relația:

$$Q = \frac{F_u s}{\eta \cdot p_1 t} \quad (5.14)$$

5.8. Transmisii hidrodinamice

Transmisiiile hidrodinamice sau turbotransmisiile, sunt mașini hidraulice care transformă energie mecanică de la arborele primar în energie hidraulică, iar aceasta din nou în energie mecanică, la arborele secundar.

Energia hidrodinamică intermediară este controlabilă, acest lucru asigurând o elasticitate deosebită și posibilități mari de reglare, ceea ce constituie un avantaj față de transmisiiile mecanice.

Transmisiiile hidrodinamice cuprind:

- turboambreiaje sau turbocuple;
- turbotransformatoare sau convertizoare hidrodinamice de cuplu.

Turboambreiajele transmit un cuplu fără a modifica, iar turbotransformatoarele asigură un anumit raport de transmisie a cuplului. În ambele cazuri roata primară are rol funcțional de pompă, transmite energia printr-un aparat director (reactor) roții secundare cu rol funcțional de turbină.

Turbotransmisiile înlocuiesc ambreiajul mecanic sau uneori și cutia de viteze, oferind ca avantaj capacitatea de preluare elastică a vârfurilor mari de sarcină. Sunt deosebit de eficace în tracțiuni de forță cum ar fi autobuze, camioane grele, locomotive, ventilatoare sau pompe foarte mari.

5.9. Turboambreiajele

Un ambreiaj hidrodinamic este format din rotorul pompei montat pe arborele motor, rotorul turbinei montat pe arborele condus și o carcasă care are rolul principal de a etanșa lichidul de lucru, figura 5.9.

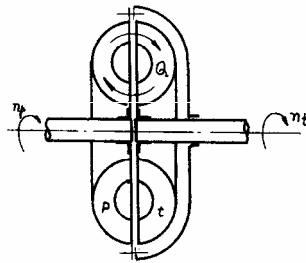


Fig. 5.9. Turboambreiă

La majoritatea construcțiilor, carcasa face corp comun cu rotorul pompei. Ambele rotoare (p - pompă și t - turbină), sunt prevăzute cu pale, care sunt de obicei amplasate radial, numărul acestora fiind diferit pentru a evita zgomotele și rezonanța. Umplerea cu lichid este parțială (sub 90 % din capacitate), pentru a permite dilatarea datorită încălzirii. În general se utilizează uleiuri minerale cu greutate specifică mare, vâscozitate mică, punct de congelare mic, proprietăți antispumante, stabilitate termică ș.a. În ultimul timp se mai utilizează și lichide sintetice cu mare stabilitate a vâscozității cu temperatura.

În general turboambreiajele sunt prevăzute cu semicarcase toroidale de dirijare, care reduc turbulența între rotoare și măresc randamentul.

Lichidul are o mișcare generală de rotație având drept axă de rotație axa turboambreiajului și o mișcare circulară în secțiunea torului. Circulația lichidului este posibilă numai dacă rotațiile celor două rotoare sunt diferite, adică apare o alunecare s între cele două rotoare:

$$s = \frac{\omega_p - \omega_t}{\omega_p} \cdot 100\% \quad (5.15)$$

Dacă alunecarea este nulă, lichidul nu circulă între pompă și turbină, iar cuplul transmis este nul. Pentru $\omega_t = 0$, ($s = 100\%$), debitul devine maxim și momentul transmis în acest caz este de asemenea maxim.

Putem trage concluzia că ambreiajul hidraulic se adaptează automat condițiilor de lucru. Există și posibilitatea funcționării inversate, când rotorul turbinei se rotește mai repede decât cel al pompei. Acest caz corespunde regimului de frânare care se întâlnește la automobilele echipate cu turboambreiă, la coborârea pantelor.

În figura 4.10. am reprezentat schematic o porțiune dintr-un turboambreiă și analizând elementele cinematice observăm că \vec{w} este perpendiculară pe viteza de transport \vec{u} , deci: $c_{2u} = u_2$ și $c_{1u} = u_1$.

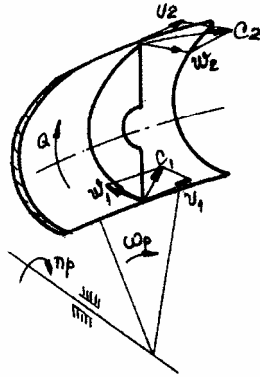


Fig. 5.10. Elemente cinematice pentru un turboambreiaj

Sarcina dezvoltată de pompă conform ecuației fundamentale a turbomașinilor, este:

$$H_p = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) = \frac{\omega_p}{g} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = \frac{\omega_p^2}{g} (r_2^2 - r_1^2) \quad (5.16)$$

În mod analog, sarcina preluată de turbină, este:

$$H_t = \frac{\omega_t^2}{g} (r_2^2 - r_1^2) \quad (5.17)$$

Diferența acestor energii specifice, asigură circulația debitului Q între pompă și turbină:

$$H_{circ} = H_p - H_t = \frac{\omega_p^2 - \omega_t^2}{g} (r_2^2 - r_1^2) \quad (5.18)$$

Analizând relația (5.18) constatăm că la mărirea turației turbinei, scade H_{circ} , deci corespunzător și momentul transmis.

Expresiile momentelor la arborii pompei și turbinei, sunt:

$$M_p = \frac{\gamma Q}{g} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}); \quad M_t = \frac{\gamma Q}{g} (r_2 c_{2u}^l - r_1 c_{1u}^l) \quad (5.19)$$

unde $c_{2u} = c_{2u}^l$, $c_{1u} = c_{1u}^l$, deci $M_p = M_t$. Constatăm din nou că pentru $\omega_p = \omega_t$, $H_{circ} = 0$, $Q = 0$ momentul transmis turbinei este nul, $M_t = 0$. Randamentul turboambreiajului se determină raportând puterea la arborele turbinei, la puterea transmisă arborelui pompei:

$$\eta = \frac{P_t}{P_p} = \frac{M_t \omega_t}{M_p \omega_p} = \frac{\omega_t}{\omega_p} \quad (5.20)$$

$$\text{sau:} \quad \eta = 1 - \frac{s}{100} = 100 - s \quad (\%) \quad (5.21)$$

La transmiterea puterii maxime, turboambreiajul trebuie astfel calculat, încât alunecarea să nu depășească 3% ($\eta = 0,97 - 0,98$). La alunecări mai mari, randamentul scade, deoarece se schimbă unghiul vitezelor relative față de unghiul palei, apărând pierderi de sarcină.

Curbele caracteristice ale turboambreiajelor pun în evidență variația puterii transmise sau a momentului cuplului funcție de alunecare, de viteza de rotație sau de gradul de umplere.

Pentru a opune o rezistență mărită circulației lichidului de lucru la mersul în gol și la alunecări mari, la ieșirea din turbină se prevede un deflector.

Utilizarea turboambreiajelor are următoarele avantaje:

- asigurarea unei porniri line;
- eliminarea completă a șocurilor;
- cutia de viteze este permanent cuplată;
- conducerea relativ ușoară a mașinilor echipate cu astfel de cutii de viteze.

Dezavantajele turboambreiajelor constau în construcția relativ complicată, în lipsa frânei de motor în poziția oprit și necesitatea utilizării unor lichide de lucru speciale.

5.10. Transformatoare hidraulice

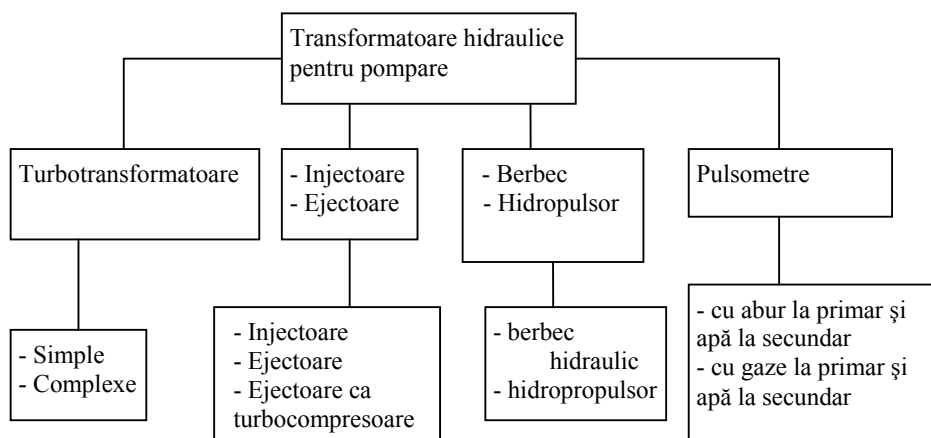
5.10.1. Definirea și clasificarea transformatoarelor hidraulice

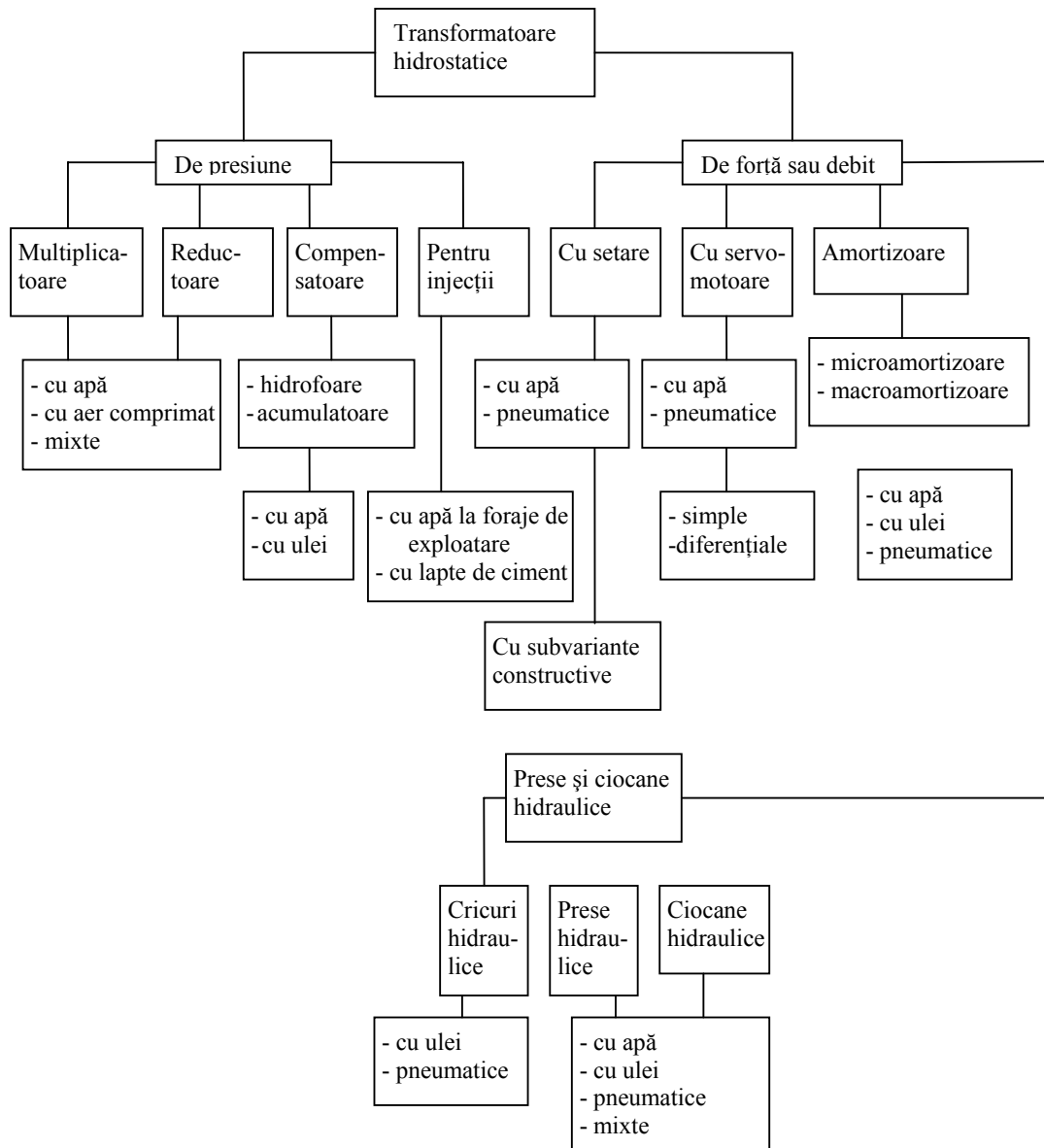
După principiul de funcționare și după transformarea energetică efectuată, mașinile hidraulice se împart în trei categorii distincte : *motoare hidraulice* (roți hidraulice, motoare hidrostatice, turbine hidraulice), *generatoare hidraulice* (pompe) și *transformatoare hidraulice*. Aceasta clasificare este analogă cu cea a mașinilor electrice.

Transformatoarele hidraulice sunt mașini care transformă o formă de energie sau mărime oarecare în aceeași formă de energie sau mărime, dar cu parametri diferiți, prin intermediul energiei hidraulice.

Unele transformatoare hidraulice, ca cele hidroenergetice sau transmisiile hidraulice s-au dezvoltat mai recent, altele, ca transformatoarele hidrostatice, injectoarele, ejectoarele, hidropulsorul, berbecul hidraulic și pulsometrele sunt mașini și aparate mai vechi. În ultimul timp s-au dezvoltat și mașinile hidraulice reversibile.

Cu privire la fluidul motor, unele transformatoare utilizează apa, altele ulei, aer comprimat sau abur la primar și apă la secundar.





5.10.2. Transformatoare hidrostatice

În aceste mașini hidrostatice au loc diferite transformări de presiuni, forțe puteri sau debite, utilizând ca fluid apa, uleiul, aerul comprimat sau aburul.

La un transformator hidrostatic, distingem:

- *primarul* la care acționează presiunea p_1 , forța F_1 sau puterea P_1 ;
- *secundarul* la care valorile presiunii, forței sau a puterii diferă fiind mai mici sau mai mari.

După cum este semnul $>$ sau $<$, transformatorul este multiplicator sau reductor de presiune, forță, putere.

În ciclul transformării la primar și la secundar se produc pierderi : hidraulice, mecanice și volumice, primele fiind mult mai mici decât celelalte. Aceste pierderi duc la

randamentul global $\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$ unde indicii h , v , m arată natura randamentului: hidraulic, volumic, respectiv mecanic. În consecință:

$$p_2 = p_1 \frac{S_1}{S_2} \eta \quad F_2 = F_1 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \eta$$

Unele transformatoare funcționează cu apa ca fluid motor, altele cu ulei, aer comprimat și mai rar cu abur, după cum impun condițiile locale.

5.10.3. Transformatoare de presiune

În general în oricare domeniu al economiei, rețeaua de apă are presiunea p_1 unică, dar utilizările pretind și alte presiuni p_2, p_3, \dots, p_n . Când p_1 este maxim, celelalte se obțin :

- prin laminare cu vane, deci cu risipă energetică;
- prin disipare în regulatoare de presiune;
- prin transformare hidrostatică, fără risipă de energie ΔE , soluție economică,

dacă investițiile suplimentare ΔI se răscumpără în $T_r = \frac{\Delta I}{p\Delta E + k\Delta I} < 10$ ani. S-a notat p

lei /kWh și $k \approx 0,04$ coeficientul cheltuielilor anuale.

În cazul invers, când $p_1 < p_2 < p_3, \dots, < p_n$ ridicarea presiunii se face :

- printr-o stație de pompare suplimentară;
- fie prin transformator multiplicator de presiune.

Ținând seama de randamentul global al stației de pompare $\eta_{st} = \eta_L \cdot \eta_T \cdot \eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_h \approx 0,65$ mai mic decât randamentul transformatorului de presiune $\eta_{tr} \approx 0,85 \dots 0,9$ al, ultimul va fi în general mai economic. Indicii randamentelor au semnificația: L — linia electrică, T —transformator electric, m —electromotor, p —pompa, h — hidraulic.

Transformatorul (fig. 5.11) poate efectua reducerea presiunii $p_2 < p_1$ sau multiplicarea ei $p_2 > p_1$ indiferent dacă se aplică la apă sau apă cu aer comprimat sau numai la aer comprimat.

La mersul înainte (spre stânga) pistonul primar Pp , cu $D_p > D_s$, primește apa în B la presiunea p_1 at prin $d-b$ și evacuează apa din A în stânga pistonului la presiunea $p_0 = 1$ at, prin conductele $a-c$. Astfel, la primar se produce o forță F_l , care se transmite de la Pp la P prin tija δ cu anumite pierderi mecanice și hidraulice caracterizate prin randamentul global η . Forța care acționează spre stânga este :

$$F_1 = \frac{\pi}{4} [D_p^2 (p_1 - p_0) - \delta^2 \cdot p_1]$$

Pistonul secundarului P_s , mișcat de forța $F_2 = \eta F_1$ spre stânga, aspiră apa la presiunea p_1 prin $g-f-D$ și refulează apa prin C spre $c-h$ și rezervorul de maree presiune $p_2 > p_1$, încât:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} [D_s^2 (p_2 - p_1) - \delta^2 \cdot p_2]$$

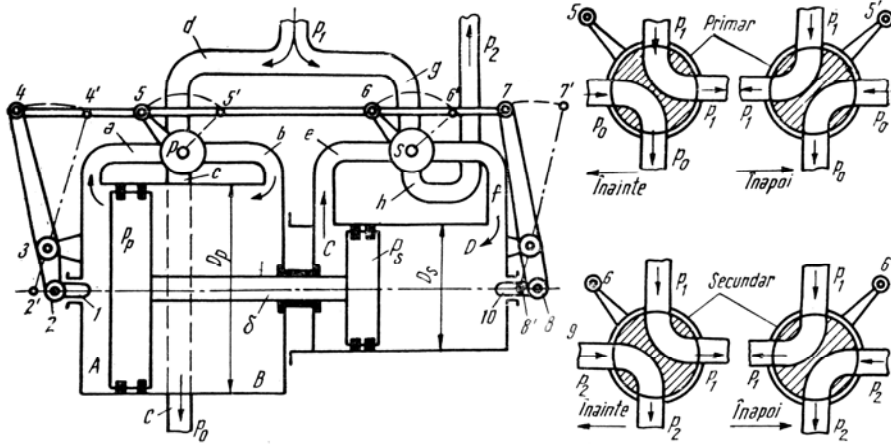


Fig. 5.11. Transformator hidrostatic de presiune

Din relația $F_2 = \eta F_1$ se determină presiunea p_2 și raportul de multiplicare m :

$$p_2 = \frac{\eta D_p^2 (p_1 - p_0) + (D_s^2 - \eta \delta^2) p_1}{D_s^2 - \delta^2} \quad (5.22)$$

$$m = \frac{p_2}{p_1} = \frac{\eta D_p^2}{D_s^2 - \delta^2} \left(1 - \frac{p_0}{p_1} \right) + \frac{D_s^2 - \eta \delta^2}{D_s^2 - \delta^2} \quad (5.23)$$

Pentru a realiza mersul înainte, cepul primarului și al secundarului trebuie să se găsească în poziția 5, respectiv 6. La sfârșitul cursei, Pp lovește opritorul 1 împingând punctele 4,5,6,7 spre pozițiile 4',5',6',7' și cepurile sunt răsucite automat cu 90° , astfel încât ciclul se inversează spre mersul spre dreapta. În mod analog se obține p'_2 și m' pentru mersul spre dreapta:

$$p'_2 = p_1 + \frac{\eta D_p^2 (p_1 - p_0) + (D_s^2 - \eta \delta^2) p_1}{D_s^2 - \delta^2}$$

$$m' = \frac{p'_2}{p_1} = \frac{\eta D_p^2}{D_s^2} \left(1 - \frac{p_0}{p_1} \right) + \frac{\delta^2}{D_s^2} \left(1 - \eta \frac{p_0}{p_1} \right)$$

Aplicație: La $p_0 = 1 \text{ at}$, $p_1 = 5 \text{ at}$, $D_p = 1 \text{ m}$, $D_s = 0,5 \text{ m}$, $\delta = 0,2 \text{ m}$ și $\eta = 0,9$, rezultă: $p_2 = 18,16 \text{ at}$ și $p'_2 = 18,16 \text{ at}$.

5.10.4. Sertare și servomotoare ca transformatoare hidrostatice de forță

Transformatorul hidrostatic de forță este constituit din primar și secundar, iar ca fluid de lucru se poate utiliza uleiul sau apa. Pierderile hidraulice, volumice sau mecanice se exprimă prin randamentul global η , iar forța de la secundar F_2 poate fi multiplicată la orice valoare față de F_1 la primar. Problema inversă, de a reduce forța F_1

la F_2 nu se pune în cadrul sertarelor și a servomotoarelor. Unele scheme de sertare simple, sertare cu releu sau combinate cu servomotoare se trasează la paragraful despre regatoare.

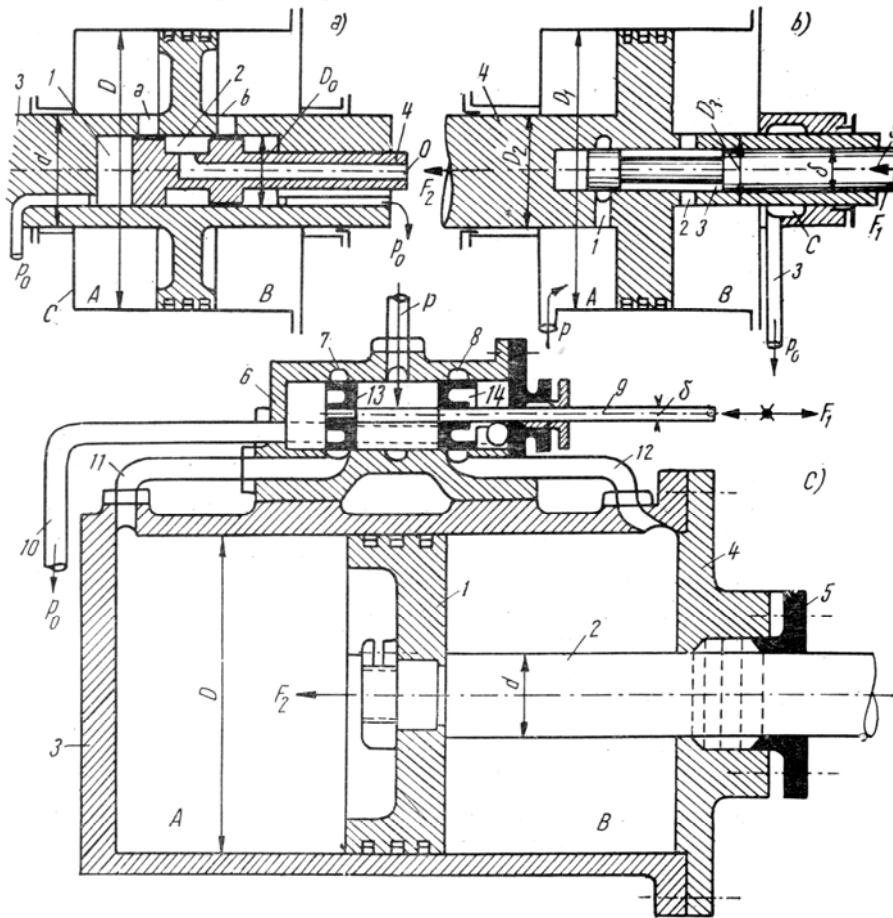


Fig. 5.12. Sertare de releu (a,b) și servomotor hidraulic (c)

Sertarul cu releu schițat în figura 5.12 a, funcționează astfel: în cilindrul C se deplasează pistonul diferențial cu diametrul $D > d$, efectuând o cursă înainte și înapoi. Acesta este secundarul transformatorului, care dezvoltă forța F_2 și în golul central se deplasează pistonul releu D_0 ca primar, echilibrat hidrostatic, așa că necesită forța $F_1 = F_{r1}$ foarte mică necesară doar învingerii frecărilor. În poziția din figură, ferestrele a-b sunt închise de pistonul primar D_0 , așa că secundarul nu lucrează. La deplasarea pistonului D_0 spre dreapta, se deschide a spre evacuarea p_0 din stânga. Totodată se deschide b spre 2, în care este menținută permanent presiunea mare p (standardizată la 40, 60, 100 at) prin canalele centrale 0. Astfel spațiul A va avea presiunea p_0 , iar B presiunea $p \gg p_0$ și pistonul diferențial primește forța F_2 care acționează spre stânga:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) (p - p_0) \eta \quad (5.24)$$

La mișcarea inversă a releului primar D_0 se inversează rolul lui a și b, anume se introduce presiunea mare în A și p_0 în B, așa că forța F_2 va acționa spre dreapta.

Prelungirea 3 a pistonului secundarului poate servi, în acest caz, ca presă hidraulică cu forța F_2 , efectuând lucrul mecanic $F_2 \cdot s$, kgf m.

Schema sertarului cu releu din figura 5.12, b este o variantă a celei precedente și se obține la mersul spre stînga F_2 respectiv spre dreapta F'_2 :

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_3^2) p \eta \quad (5.25)$$

$$F'_2 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) (p - p_0) \eta \quad (5.26)$$

Diametrele D_1 , D_2 , D_3 pot fi calculate astfel încât să fie satisfăcute relațiile $F_2 = F'_2$, sau $F_2 > F'_2$ respectiv $F_2 < F'_2$.

Servomotorul cu sertar exterior (fig. 5.12, c) acționează principal la fel ca cele precedente și este tipul întâlnit cel mai frecvent în hidromecanica, în automatizări și telecomenzi. Pistonul servomotor 1 cu tija 2 și cilindrul 3 constituie secundarul, iar sertarul 9, 13, 14 cu carcasa 6 reprezintă primarul transformatorului hidrostatic. Când conductele 11 și 12 sunt închise de discurile sertarului 13, 14, secundarul nu se deplasează (poziția reprezentată în fig. 5.12, c).

La mișcarea spre dreapta a sertarului 13 se obține:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} \eta_2 (D^2 - d^2) (p - p_0) \quad (5.27)$$

La mișcarea spre stînga a sertarului 13 în spațiul A se realizează presiunea $p \gg p_0$, iar 14 pune în legătură B-12-10 cu p_0 , așa că pistonul secundarului se deplasează spre dreapta (semnul negativ) :

$$F'_2 = -\frac{\pi}{4} \eta_2 D^2 (p - p_0) \quad (5.28)$$

Forța necesară primarului, F_1 este foarte mică, deoarece are de învins frecările sertarului F_{r1} și diferența de forță hidrostatică între diametrul sertarelor 13-14 și δ al tijei, și anume :

$$F_1 = F_{r1} + \frac{\pi}{4} p \delta^2 = \frac{\pi}{4} \frac{p}{\eta_1} \delta^2$$

Raportul m de multiplicare al forței poate fi realizat de orice mărime, prin alegerea corespunzătoare a diametrelor D , d și δ :

$$m = \frac{F_2}{F_1} = \frac{(D^2 - d^2)(p - p_0)}{\delta^2 p} \eta_1 \eta_2 = \frac{D^2 - d^2}{\delta^2} \left(1 - \frac{p_0}{p}\right) \eta \quad (5.29)$$

$$m' = \frac{F'_2}{F_1} = \frac{D^2 (p - p_0)}{\delta^2 p} \eta_1 \eta_2 = \frac{D^2}{\delta^2} \left(1 - \frac{p_0}{p}\right) \eta \quad (5.30)$$

5.10.5. Prese mici, cricuri și acumulateoare hidraulice.

În numeroase ramuri ale industriei, în transporturi, în construcții și în agricultură se utilizează prese mici și cricuri hidraulice, până la circa 10 tf. Acestea servesc și în hidroenergetică; în acest scop se descriu doua tipuri, figura 5.13.

Presa manuală (fig. 5.13, a) constă din cilindrul secundarului, cu pistonul având diametrele D , δ și suportul de presare unde se realizează forța F , respectiv din cilindrul primarului, cu pistonul d , supapele 1, 2 și manivela cu brațele a , b , acționată de forța

$f \approx 40 \text{ kgf}$. Scriind momentul forțelor în raport cu articulația 0, rezultă o relație între f, d, p , considerând randamentul mecanic al primarului $\eta_m = 0,95$:

$$fb\eta_m = \frac{\pi}{4} d^2 pa$$

de unde:
$$p = \frac{4fb\eta_m}{\pi d^2 a}$$

Forța la secundar F și raportul de multiplicare m au expresiile :

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta'_m \eta_h = \frac{4fb\eta_m}{\pi d^2 a} \frac{\pi}{4} D^2 \eta'_m \eta_h = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \frac{b}{a} f \eta \quad (5.31)$$

iar raportul de multiplicare este:

$$m = \frac{F}{f} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \frac{b}{a} \eta \quad (5.32)$$

unde η'_m este randamentul mecanic al pistonului mare, iar randamentul global $\eta = \eta_m \cdot \eta'_m \cdot \eta_h \approx 0,86$. Se observă ca multiplicarea forței crește o dată cu creșterea raporturilor D/d și b/a . Cunoscând viteza pistonului primar v_f și mărimile D, d, b, a se poate determina viteza v_D a pistonului de diametrul D , egalând puterea de la primar cu cea de la secundar, ținând seama de randamentul global η :

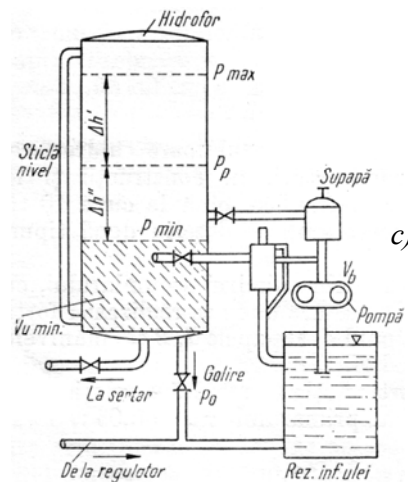
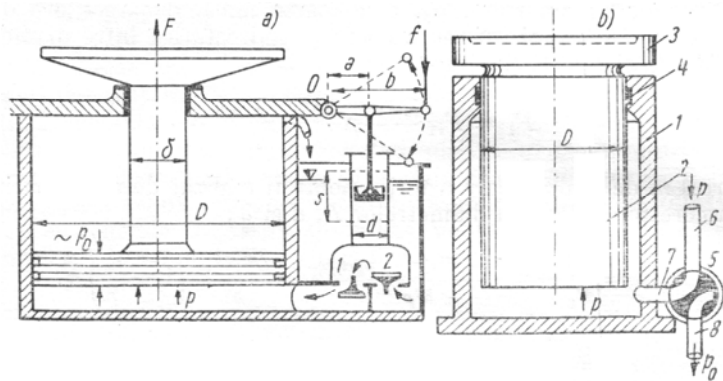


Fig. 5.13. Prese hidraulice

a) presă hidraulică manuală; b) cric hidraulic; c) hidrofor

$$f \cdot v_f \cdot \eta = F \cdot v_D \text{ și } v_D = v_f \left(\frac{D}{d} \right)^2 \frac{a}{b} \quad ()$$

Cricul hidraulic, are ca sertar un cep, care prin 6 primește ulei sub presiune cu $p \gg p_0$, iar prin 8 se face legătura la presiunea p_0 . În cilindrul 1 pistonul 2 de diametru D ridică suportul 3: Cu 4 s-a notat sistemul de ghidare și de etanșare. În poziția din figură, cepul introduce presiunea mare prin 6-7 sub D și îl ridică cu forța:

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta.$$

Răsucind cepul cu 90° , în sensul acelor de ceas, 7-8 evacuează lichidul de lucru și pistonul 2 coboară lent sau rapid în funcție de dimensiunile conductelor 6 și 8 și canalele cepului. O pompă aspiră de la 8, îl comprimă la presiunea p și îl reintroduce în conducta 6.

Acumulatorul hidraulic sau hidroforul este un rezervor care conține ulei sub presiune, iar în partea superioară un volum mediu V_a de aer comprimat, așa cum se arată în figura 5.13.c.

Dacă presiunea p variază între p_{min} și p_{max} , volumul V_a ocupat de aer va fi cuprins în limitele V'_a și V''_a . Considerând procesul politropic cu $n = 1,15$ rezultă:

$$V'_a = V_a \left(\frac{p}{p'} \right)^{\frac{1}{n}} \quad V''_a = V_a \left(\frac{p}{p''} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5.33)$$

Notând cu V_u volumul mediu de ulei se deduce:

$$V_a = \frac{V_u}{\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} \quad (5.34)$$

5.11. Transformatoare hidraulice de pompare

În cadrul acestui paragraf se tratează tipurile principale de transformatoare de pompare: turbotransformatorul simplu și complex, injectoarele, ejectoarele, berbecul hidraulic, hidropulsorul și pulsometrele.

Turbotransformatorul simplu primește la primar energia hidraulică E_{h1} și produce la secundar energia E_{h2} . Efectul este pomparea apei, însă mașina nu este pompă, deoarece nu necesită putere mecanică la primar.

Turbotransformatorul simplu este analogul transformatorului electric dacă asimilăm debitul Q cu intensitatea I și căderea H cu tensiunea electrică U .

Turbotransformatorul complex efectuează mai multe transformări, dintre care una este cea a turbotransformatorului simplu.

Injectoarele și ejectoarele se bazează pe același principiu de funcționare ca și turbotransformatoarele, însă au construcții fără organe în mișcare. Injectorul poate funcționa atât la primar, cât și la secundar, cu apa, sau la primar cu abur și la secundar cu apă.

Transformatoarele tratate în 5.11, au același principiu de funcționare cu particularitățile respective. Ele au ca efect pomparea și alegerea lor este în concurență cu cea a electropompelor. Utilitatea înlocuirii pompelor prin transformatoare este o problemă de comparare tehnico-economică.

În anumite condiții locale, transformatoarele hidraulice sunt mai economice decât pompele ($T_r < 10$ ani). În cazurile când $T_r > 10$ ani ele nu sunt așa de economice ca electro sau motopompele.

5.11.1. Turbotransformatorul simplu

Ideea și primele realizări de turbotransformatoare hidraulice de pompare se atribuie prof. Lavacek F. [3], care a încercat modelele schițate în figura 5.14, *b*, *c*.

Astfel modelul (din fig. 5.14, *b*) se compune dintr-un rotor de turbină diagonală 1 și un rotor de pompă diagonală 2. De la căderea de apă primară se face admisia prin 3, care distribuia debitul Q_t prin turbină și debitul $Q_p < Q_t$ prin pompă. Evacuarea din turbină se face prin aspiratorul 4, iar refularea din pompă prin satorul 5 spre rezervorul superior, H_p reprezentând înălțimea de refulare la secundar.

Modelul din figura 5.14, *c* cuprinde un rotor Francis rapid 1, cu o pompă centrifugă 2, pe un arbore comun 3, cu lagărele 4-5, cu satorul turbinei 6 și cu carcasa spirală a pompei 7.

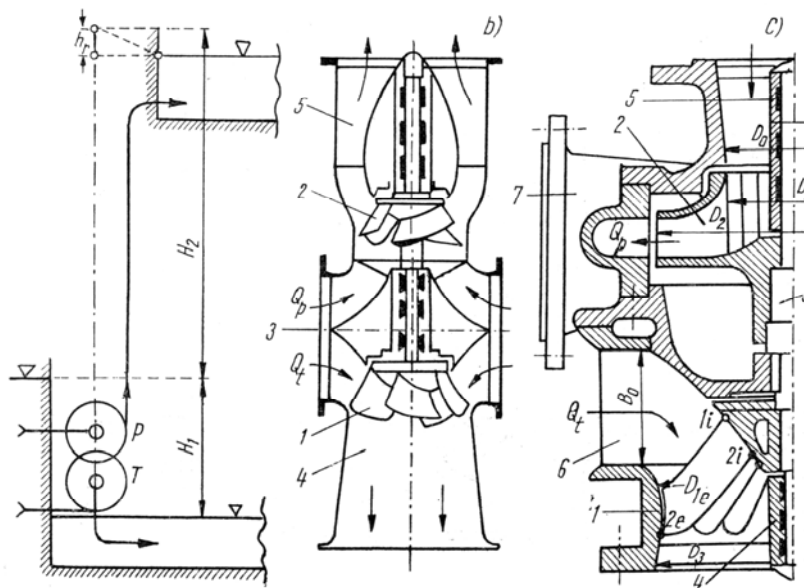


Fig. 5.14. Turbotransformatoare simple cu rotoare radial-axiale

În țara noastră s-a încercat modelul turbotransformatorului (fig. 5.15) cu rotorul elicoidal ca primar 1 și cu rotorul pompei ca secundar 2. Admisia ambelor debite $Q_1 + Q_2$ se face prin grătarele 10, batardoul 11 și satorul comun 3.

Turbotransformatorul cu rotor de turbină diagonală și pompă centrifugă, de tip fuselat hidrodinamic are rotorul primar 1 și secundar 2 așezate pe arborele comun 4 și lagărul 3. Antestatorul 6 al primarului și 7 al secundarului susțin lagărul și bulbul față de cazanul 8 în care apa este admisă prin 9.

Turbotransformatorul cu rotoare axiale, fig. 5.16 *b*, are rotoarele 1 și 2 concentrice, primarul 1 monoetajat, secundarul 2 bietajat, cu pale rotorice 2-2' în serie și are aparatele directe 3-4-5 cu satorul 6. Carcasa de refulare 7 comunică prin vana 8 cu conductele de refulare 9, iar evacuarea din primar se realizează prin aspiratorul 10. Agregatele sunt instalate în sala mașinilor 11, la piciorul barajului 12, care creează căderea primară $H_1 = H_t$.

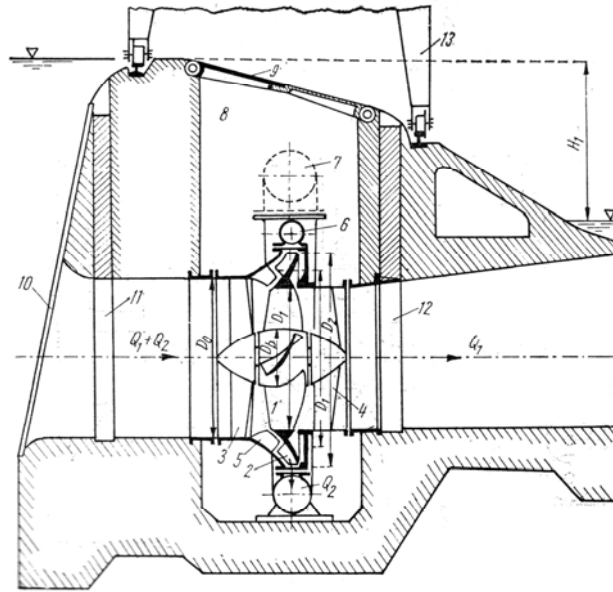


Fig.5.15. Turbotransformator cu turbină axială și pompă centrifugă

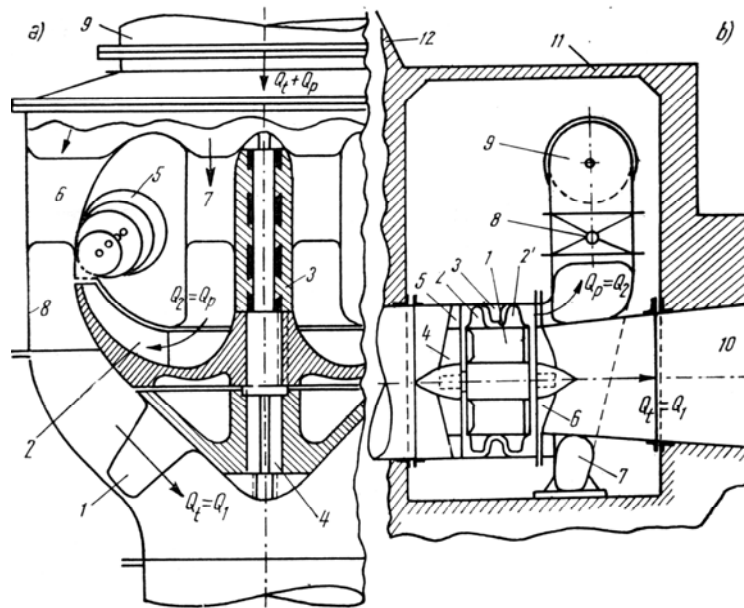


Fig. 5.16.

- a) Turbotransformator cu rotor de turbină diagonală și pompă centrifugă
b) Turbotransformator cu rotoare axiale

Transformatorul de mare putere din figura 5.17 a, este orizontal în centrală tip cavernă. Primarul constă din rotorul 1, aparatul director 2, statorul fix 3, carcasa spirală din beton 4, sistemul de lagăre 6 și lagărul 7. secundarul 8 aspiră apa prin conducta 9, care poate fi închisă prin supapa 10, iar refularea se face prin vană spre colectorul de ieșire 11. Când debitul afluent este mai mare decât cel instalat în agregate, $Q > Q_i$, diferența deversează peste 15.

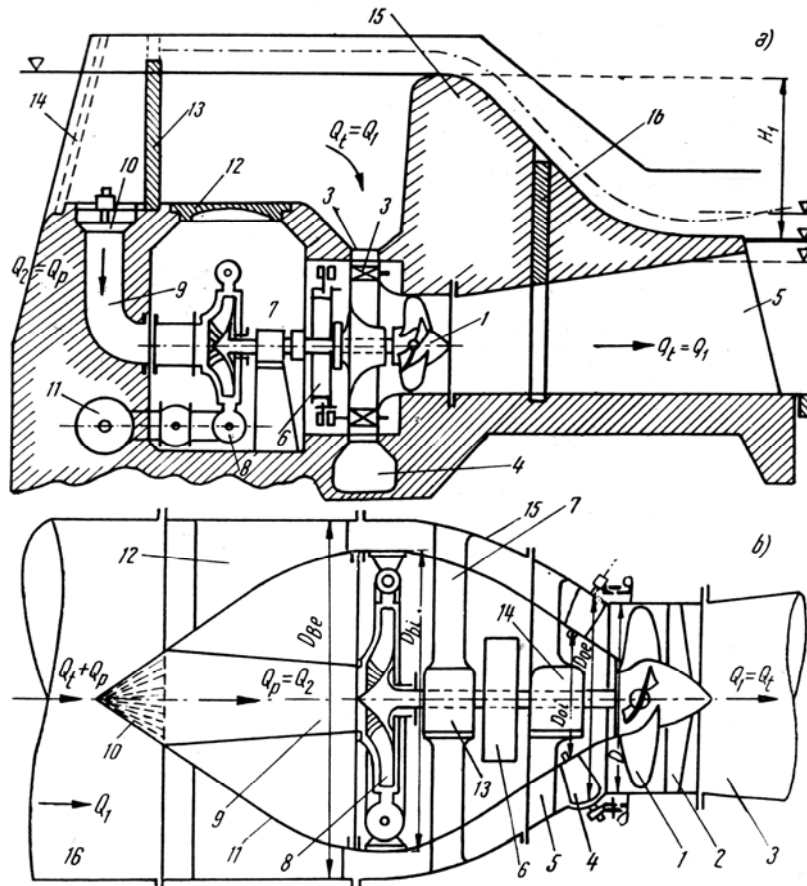


Fig. 5.17

- a) transformator de mare putere
b) transformator bulb

Transformatorul bulb are primarul format din rotorul de tip Kaplan 1, poststatorul cu pale 2, aspiratorul 3, aparatul director reglabil 4, antestatorul 5 și multiplicatorul planetar de turație 6 de la turația n_1 a primarului la $n_2 = i \cdot n_1$ al secundarului, cu raportul $i = 2 \div 4$ și lagărul 14.

Secundarul este format din lagărul 13, cu aripile radiale 7, pompa 8, aspiratorul 9 și grătarul conic 10.

Bulbul 11 cuprinde toate dispozitivele interioare și are forma fuzelată hidrodinamic, fiind sprijinit prin aripi radiale 12 pe carcasa exterioră 15.

5.12. Injectoare și ejectoare

Aceste transformatoare hidraulice sunt aparate care servesc pentru pompare, când fluidul la primar și secundar este apa și pentru alimentarea cu apă a cazanelor, în care caz la primar se introduce abur și la secundar rezultă apa la presiunea mare a acestora. Se folosesc ejectoare numai cu apă sau cu apă și gaze, ca pompe de vid și ca termocompresoare.

5.12.1. Injectorul hidraulic și injectorul hidropneumatic.

Pentru a utiliza injectorul este necesară o energie hidraulică naturală, data de căderea primară h_1 , care dispune de debitul $Q_1 \text{ m}^3/\text{s}$. Schema cea mai simplă (fig. 5.18,

a) constă din trei căderi : h_1 - primară, asigurată prin rezervorul R_1 ; h_3 - secundară, din rezervorul R_3 ; h_2 - înălțimea dintre rezervorul inferior R_2 și axa injectorului.

Pentru calcul ne servim de mai multe ecuații din hidraulică și hidroenergetică, ținând seama de notațiile din figura 5.18, a. În rezervoare, viteza c_0 fiind mică, energia cinetică respectivă se poate neglija $\frac{c_0^2}{2g} = 0$. Aplicând ecuația lui Bernoulli între diferite puncte caracteristice ale curgerii rezultă :

$$\begin{aligned}\frac{p_0}{\gamma} + h_1 &= \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_{r1} \\ \frac{p_0}{\gamma} - h_2 &= \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{r2} \\ \frac{p_0}{\gamma} + h_3 &= \frac{p_3}{\gamma} + \frac{c_3^2}{2g} + h_{r3}\end{aligned}\quad (5.35)$$

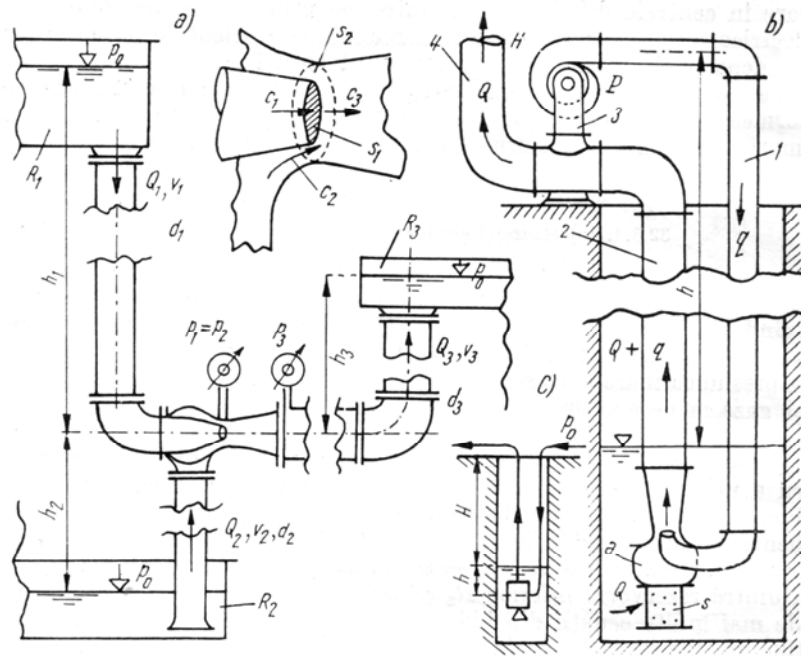


Fig. 5.18. Injectoare și ejectoare

a) injector cu apă; b) ejector cu apă; c) ejector hidropneumatic

Aplicând ecuația de continuitate la scurgere prin orificii cu s_1 și s_2 și conducte cu d_1, d_2, d_3 se obțin relațiile:

$$\begin{aligned}Q_1 &= s_1 c_1 \quad Q_2 = s_2 c_2 \quad Q_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 v_1 \\ Q_2 &= \frac{\pi}{4} d_2^2 v_2 \quad Q_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2 v_3 \quad Q_3 = Q_1 + Q_2\end{aligned}\quad (5.36)$$

Balanța energetică duce la relația:

$$Q_1(h_1 - h_{r1}) = Q_2(h_2 + h_{r2}) + Q_3(h_3 + h_{r3})\quad (5.37)$$

Pierderile de sarcină au următoarele expresii:

$$h_{r1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \quad h_{r2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad h_{r3} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{v_3^2}{2g} \quad (5.38)$$

unde $\lambda_1 = \lambda + \frac{d_1}{l_1} \zeta$ cuprinde și pierderile de sarcină locale; analog pentru λ_2 și λ_3 .

Se consideră următoarele condiții: $p_1 = p_2$ în orificiile de amestecare, s_1 , s_2 și $\frac{p_0}{\gamma} = 10,33 - \frac{A}{900}$, A fiind altitudinea.

Numărul ecuațiilor este la jumătatea numărului de necunoscute (30). Pentru necunoscutele care nu pot fi determinate din aceste ecuații se mai cunosc 13 mărimi rezultate din dispoziția geometrică a instalației, adică: l_1 , l_2 , l_3 , h_1 , h_2 , h_3 și Q_2 , apoi coeficienții pierderilor hidraulice liniare $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, care se aleg în funcție de regimul de curgere și de starea fizică a conductei și diametrele d_1, d_2, d_3 , calculate din considerații

economice după formule de tipul: $d_1 = K \frac{Q_1^{\frac{3}{7}}}{h_1^{\frac{1}{7}}}$

Astfel rămân două mărimi, și anume secțiunile orificiului de amestecare s_1 și s_2 , ale căror valori trebuie admise prin analogie cu cele ale unor injectoare construite.

Nu s-a menționat randamentul global η , care este determinat prin calculul pierderilor h_{r1}, h_{r2}, h_{r3} cuprinse în enumerarea precedentă. Pentru a exprima direct randamentul poate fi scrisă încă o relație energetică globală sub forma :

$$Q_1(h_1 - h_2)$$

Acest randament nu poate depăși 0,60 la cele mai mari injectoare, proiectate în condiții hidrodinamice optime.

Injectorul cu abur la primar și apă la secundar nu diferă ca schemă principală de cel hidraulic. La calcul, diferența constă în faptul că la primar se înlocuiește puterea primară a apei $\gamma Q_1 H_1$ prin $427 \gamma_a Q_a i_a$, în care indicele a se referă la abur, iar i_a kcal/kgf este entalpia aburului și 427 kgf m/kcal reprezintă echivalentul mecanic al caloriei. Acest tip de injector se utilizează la alimentarea cazanelor de capacitate mică și mijlocie, la presiuni mari fiind necesare injectoare polietajate.

5.12.2. Ejectorul hidraulic (fig. 5.18, *b*). Acest tip, numit și elevator hidraulic, înlocuiește o electropompă submersibilă în puțuri adânci, printr-un ejector scufundat în apa din puț și o pompă de ocolire P (by-pass), instalată aerian. Pompa P refulează debitul q (m^3/s) sub presiunea p (at) suficient de mare, prin conducta 1 spre amestecătorul a al ejectorului.

Vidul creat în (*a*) aspira prin sorbul (*s*) debitul Q din puț, din mine adânci sau din gropile de fundație. Debitul $Q + q$ urcă prin conducta 2 până la ramificația spre pompă, iar de acolo, prin 4, spre rezervorul superior situat la cota H (m) peste nivelul din puț. Prin conducta 5 se închide circuitul pompei cu debitul q . Balanța energetică permite calculul mărimilor necesare q , respectiv p în at:

$$10pq\eta = QH + qh - q(h - h_{ra})$$

$$q = \frac{QH}{10\eta h + h_{ra}} = \frac{0,1QH}{\eta h + 0,1 \cdot h_{ra}} \frac{m^3}{s} \quad (5.39)$$

Puterea pompei se calculează pentru presiunea p (at) și randamentul $\eta = \eta_p \eta_m = 0,76$:

$$P = 9,81 \frac{10pq}{\eta_p \eta_m} = 13pq \quad (5.40)$$

și are același ordin de mărime ca electropompa clasică, în schimb ejectorul prezintă avantajul că în locul unei electropompe tip puț, foarte scumpă, se utilizează o electropompa P de tip aerian, standardizată, deci mult mai ieftină.

5.12.3. Ejector hidropneumatic (fig. 5.18, c). Acest tip de transformator utilizează la primar energia aerului comprimat și produce la secundar pomparea apei. Este utilizat la pomparea de ape tulburi, cu nămol și la denisiparea puțurilor sau drenurilor. De la instalația de aer comprimat (indicele a), se introduce p_a în amestecătorul emulsiei de aer cu apă (indicele e). Emulsia urcă la înălțimea H după principiul vaselor comunicante:

$$\begin{aligned} \gamma_e(H+h) &= \gamma h \text{ sau } \frac{H}{h} = \frac{\gamma}{\gamma_e} - 1 \\ \gamma_e(Q+Q_a) &= \gamma Q + \gamma_a Q_a = \gamma \left(Q + \frac{\gamma_a}{\gamma} Q_a \right) \cong \gamma Q \\ \frac{\gamma}{\gamma_e} &= \frac{Q+Q_a}{Q} = 1 + \frac{Q_a}{Q} \\ \frac{H}{h} &= \frac{Q_a}{Q} \eta \text{ cu } \eta = 0,40 \div 0,50 \end{aligned}$$

5.12.4. Ejectorul cu diferite fluide (fig. 5.19, a, b). Există diferite tipuri de ejectoare, dintre care unele cu abur la primar și aer sau gaze la secundar (fig. 32-13) sau apă la primar și gaze la secundar (fig. 5.19, b). Un astfel de ejector servește ca *pompă de vid*, având la primar abur cu p_1, γ_1 , iar la secundar aer cu p_2, γ_2 , sau ca *ejector de gaze* cu apă la primar p_1, γ_1 , evacuind gaze arse la secundar cu p_2, γ_2 .

Pentru 1 kgf gaze, lucrul mecanic izoterm exprimat în metri coloană apă (mca) are expresia:

$$h_1 = RT \ln \frac{p_3}{p_2} = 68T \lg \frac{p_3}{p_2}$$

Căderea hidraulică primară H (m) este $H = 10(p_1 - p_2)$, cu p în at. Căderea recuperată în difuzor este $h = 10(p_3 - p_2)$

Notând cu $G_1 = \gamma_1 Q_1$ kgf/s debitul de apă în greutate și G_2 de gaze ejectate rezultă coeficientul de eiecție:

$$\varepsilon = \frac{G_2}{G_1} = 0,6 \frac{H-h}{h+h_1}$$

și diametrele:

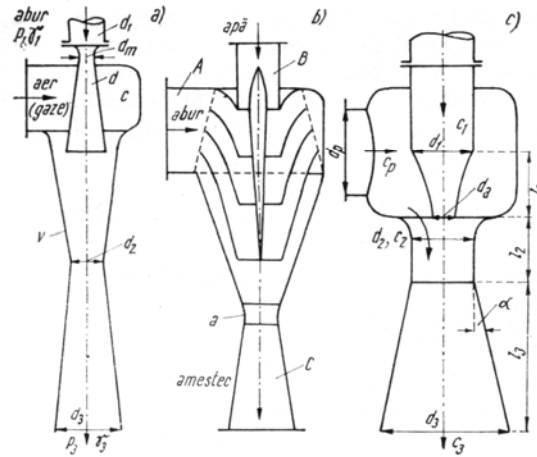


Fig. 5.19. Ejectoare

a), b) - ejectoare cu abur; c) - termocompresor

$$d_2 = 258 \frac{\left[G_1 \left(0,001 + \frac{E}{\gamma_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{(h + h_1)^{\frac{1}{4}}} \quad d_3 = (2 \div 3) d_2$$

5.12.5. Ejectorul cu abur utilizat ca termocompresor (fig. 5.19,c). În general, presiunea p_t a aburului necesar termoficării nu corespunde presiunii prizelor p_p a turbinelor cu aburi din CET.

Când $p_t < p_p$, se poate reduce presiunea prin laminare, ceea ce duce la o risipă energetică. La termoficările importante se utilizează transformatorul numit termocompresor de presiune (fig. 5.19, c) cu pierderi energetice mai mici decât laminarea.

Când $p_t > p_p$ alimentarea rețelei de termoficare se poate face numai prin termocompresorul amplificator de presiune.

În primul caz, în schema 5.19, c, aburul proaspăt cu parametrii p_t (at), i_1 (kcal/kgf) și G_1 (kgf/s) intră prin conducta d_1 și ajutorul d_a . Aburul de la priză cu parametrii p_p , i_p , G_p este introdus lateral spre amestecător, iar la secundar, la ieșirea din difuzor d_3 , se obține aburul având parametrii necesari termoficării p_t , i_t , G_t .

Notând cu ε - coeficientul de eiecție, k coeficientul diferențelor de entalpii și cu i_{ap} - entalpia apei necesare umezirii aburului, se obține economia de debit de abur ΔQ :

$$\Delta Q = \frac{\varepsilon}{1 + ke} \left(\frac{i_p - i_{ap}}{i_1 - i_{ap}} - k \right) 100\%$$

unde :

$$\varepsilon = \frac{Q_p}{Q_1}; \quad k = \frac{i_t - i_p}{i_1 - i_t} = 0,30 \div 0,70$$

Când $p_t < p_p$ se introduce la d_1 abur de la prima priză având presiunea p_p , iar lateral abur de la priza cu $p_j < p_t \ll p_p$, realizând la difuzor presiunea necesară p_t .

5.13. Berbecul hidraulic și hidropulsorul

Aceste transformatoare funcționează cu apă atât la primar (indice 1), cât și la secundar. Scriind egalitatea puterilor rezultă :

$$Q_1 H_1 \eta = Q_2 H_2 \quad Q_2 = Q_1 \eta \frac{H_1}{H_2}$$

5.13.1. Berbecul hidraulic. Schema (fig. 5.20, a) constă din conducta de alimentare 1 de la căderea de apă primară cu Q_1, H_1, v_1, d_1 conducta de evacuare 3, cea de refulare 2, cu Q_2, H_2, v_2, d_2 , hidroforul cu aer sub presiune 4, ventilul de reglare a aerului 5 și supapele s_1, s_2 .

Prin tema de proiectare se cunosc: Q_1, H_1, L_1, v_1 și se calculează Q_2, H_2 la refulare. Funcționarea se bazează pe oscilațiile sonice (lovituri de berbec, întreținute).

Notând cu $a \cong 1300 \div 1400 \frac{m}{s}$ celeritatea, d_1 - diametrul, s_1 - grosimea peretelui conductei primare, T_r - timpul de reflexie al undei de presiune și T_i - timpul de închidere al supapei s_1 , se calculează succesiv:

$$a = \frac{9900}{47,6 + 0,4 \frac{d_1}{s_1}} \frac{m}{s} \quad T_r = \frac{2L_1}{a} s$$

$$H_2 = H_1 + k\Delta H \text{ cu } k \geq 0,9$$

$$\Delta H = \frac{av_1}{g} \cdot \frac{T_r}{T_i} = \frac{2L_1 v_1}{gT_i} \quad H_2 = H_1 + 0,184 \frac{L_1 v_1}{T_i}$$

$$Q_2 = Q_1 \eta \frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1 \eta}{1 + 0,184 \frac{L_1 v_1}{T_i H_1}} \frac{m^3}{s}$$

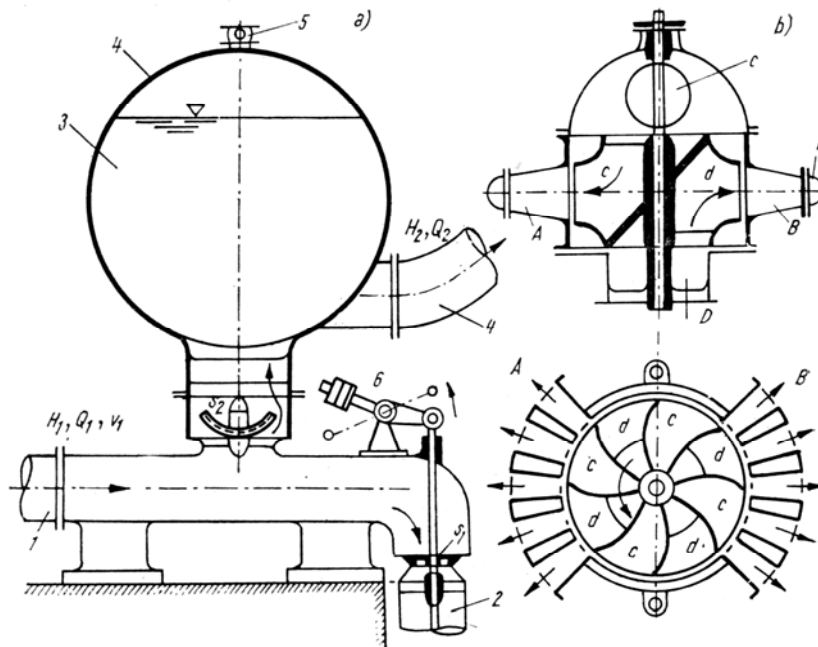


Fig. 5.20. a) berbec hidraulic; b) hidropulsor

Randamentul global η nu poate depăși valoarea 0,60 la cele mai reușite construcții. În schimb costul transformatorului este mai mic decât al unei electropompe, iar la cheltuielile anuale nu mai intră și costul energiei electrice consumate.

5.13.2. Hidropulsorul (fig. 5.20, *b*) poate funcționa în două regimuri, după cum se schimbă circuitele H_1 , H_2 . Funcționând ca berbec hidraulic rotativ, primește Q_1 , H_1 din *C*, refulează Q_2 și H_2 prin *AB* și carcasa *E*, evacuând debitul $Q_1 - Q_2$ spre aval, în *D*. Supapele berbecului sunt înlocuite în hidropulsor prin celulele succesive *c—d* și în autorotație, iar calculul este identic cu cel al berbecului hidraulic.

Ca injector funcționează inversând circuitele, și anume fluidul primar cu Q_1 și $H_1 > H_2$ se introduce prin *E - A - B*, aspirația debitului Q_2 cu H_2 se face la *D* și refularea debitului $Q_3 = Q_1 + Q_2$ spre $H_3 < H_1$ prin conducta *C*. Calculul se efectuează la fel ca la injector.

5.13.3. Pulsometre hidropneumatice

5.13.3.1. Pulsometrul cu abur are doi cilindri *A—B* (fig. 5.20, *a*) introduși sub nivelul aval și alimentat cu abur va evacua apa din mine, puțuri, etc. Apa intră prin supapa 1, apoi alternativ prin 2 spre *B* și prin 3 spre *A*. Refularea se face prin supapele 4—5 spre conducta 9 și spre rezervorul superior.

Primarul constă în admisia aburului prin vana 7 și supapa sferică 6, care distribuie automat aburul când în *A*, când în *B*.

Puterea la primar P_1 a aburului și P_2 a apei, exprimate în kgf/m/s, dau transformarea energetică:

$$P_1 = \gamma_1 Q_1 \left(427 i_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{c_1^2}{2g} \right)$$

$$P_2 = \gamma_2 Q_2 H_2 = \eta P_1$$

$$H_2 = \eta \frac{\gamma_1 Q_1}{\gamma_2 Q_2} \left(427 i_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{c_1^2}{2g} \right)$$

Presiunea necesară a aburului este $p_1 = \gamma H + \Delta p$ (mca) și se calculează după tabela 5-1, în care la diferite H_2 se arată Δp necesar și Δt° - creșterea temperaturii apei.

Consumul de abur este în medie de 70 kgf abur/ kWh, din care poate fi dedus randamentul η . Pulsometrul este economic numai dacă în amplasament există cazane de abur pentru alte utilizări.

Tabelul 5.1. Caracteristicile pulsometrului fii abur din figura 32-15, a

H_2 m	10	20	30	40	50
Δp at	0,5	1,0	2,0	3,0	4,5
Δt °C	2,0	3,5	5,0	6,2	' 7,2

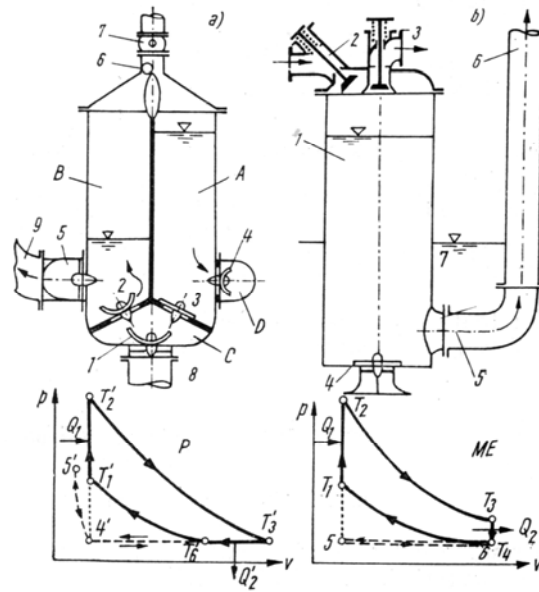


Fig. 5.21. Pulsometre
a) cu abur; b) cu gaze la primar și apă la secundar

5.13.3.2. Pulsometrul cu gaze (fig. 5.21, b). Similar funcționează pulsometrul care transformă energia dată de explozia gazelor la primar, folosind supapele 2 - 3, cilindrul 1 și secundarul care aspiră apa prin supapa 4 și o refulează prin conducta 5 spre rezervorul superior.

Ciclul termic indicat în figura 5.21 ca diagrama $p-v$ pentru pulsometrul P trata funcționarea în 4 timpi cu punctele $1'-2'-3-4'-5'-6'$. La intrare transferul de căldură C'_1 kcal/s se face la volum constant (explozie), iar C'_2 la evacuare la presiune constantă, încât rezultă relațiile :

$$C'_1 = G'_s \cdot c_v (T'_2 - T'_1) \quad C'_2 = G'_s \cdot c_p (T'_3 - T'_6)$$

$$\eta \frac{C'_1 - C'_2}{C'_1} = 1 - \frac{C'_2}{C'_1} = 1 - \frac{c_p}{c_v} \frac{T'_3 - T'_6}{T'_2 - T'_1}$$

unde c_p și c_v sunt căldurile specifice la presiune constantă, respectiv la volum constant. La motorul cu explozie se obțin relațiile (cu $T_4 = T_6$):

$$C_1 = G_s c_v (T_2 - T_1) \quad C_2 = G_s c_v (T_3 - T_4)$$

$$\eta = 1 - \frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1}$$

Cu toate ca $c_p > c_v$, căderile de temperatură $T'_3 - T'_6 \ll T_3 - T_4$ fac ca $\eta' > \eta$, deci pulsometrul este mai economic comparativ cu motorul cu explozie.

5.14. Turbotransformatoarele

Comparativ cu turboambreiajele, turbotransformatoarele transmit momentul în anumite limite, în funcție de rezistența arborelui turbinei. Constructiv, turbotransformatoarele prezintă între rotorul pompei și rotorul turbinei un aparat director, numit și reactor, figura 5.11.

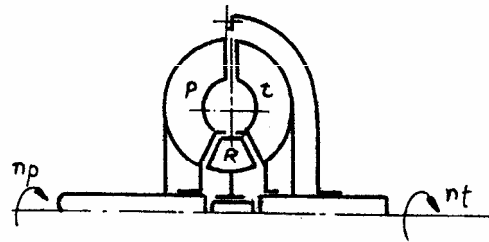


Fig. 5.11. Turbotransformator

În sensul circulației fluidului, aparatul director poate fi amplasat la intrarea în turbină sau la intrarea în rotorul pompei, soluții echivalente din punct de vedere hidraulic.

Gradul de transformare al momentului este caracterizat prin coeficientul de transformare K :

$$K = \frac{M_t}{M_p} \quad (5.22)$$

care se mai numește și raport de transmitere dinamic. Putem defini și un raport de transmisie cinematic:

$$i = \frac{n_p}{n_t} = \frac{\omega_p}{\omega_t} \quad (5.23)$$

definit de raportul turațiilor sau al vitezelor unghiulare.

Ținând seama de cele două rapoarte de transmitere, randamentul transformatorului hidrodinamic se poate determina cu relația:

$$\eta = \frac{P_t}{P_p} = \frac{M_t \omega_t}{M_p \omega_p} = \frac{K}{i} \quad (5.24)$$

Turbo-transformatoarele sunt mașini reversibile, însă dacă la turbo-ambreiaje, din cauza simetriei transmiterea inversă a momentului se putea realiza fără dificultate, la turbo-transformatoare se întâmpină dificultăți mari din cauza profilării palelor, atât pentru rotoare cât și pentru reactor.

Capitolul 6. Echipamente hidromecanice ale conductelor

6.1. Definirea și clasificarea echipamentelor conductelor sub presiune

La stăvilare și baraje, panourile de închidere, respectiv de reglare a debitelor, a nivelelor, a descărcătoarelor de suprafață și de fund sunt definite ca „stavile”. Acestea sunt expuse acțiunii apei frontal, deci au etanșări fie pe întregul perimetru (stavile de fund, stavile duble), fie numai pe prag și pe fețele laterale.

Spre deosebire de stavile, echipamentele de închidere și reglare ale debitului conductelor de aducțiune, de derivație, ale conductelor forțate și galeriilor sub presiune nu mai sunt frontale, ci intercalate în conducte și galerii. În consecință, aceste echipamente au secțiunea de scurgere circulară, sunt solicitate la presiuni mari și etanșate pe perimetrul circular. După funcțiile pe care le îndeplinesc și formele constructive, echipamentele conductelor și galeriilor sunt de diferite tipuri, dintre care ele utilizate mai frecvent în amenajările hidroenergetice se clasifică în două grupe :

- ventile de trecere, de ocolire, de siguranță, ventuze de aerisire, clapete de siguranță, clapete împotriva înotărilor scurgerii, cepuri și diferite supape;
- vane plane, vane-pană, vane cu lentile duble, vane-fluturi de diferite tipuri, vane sferice, vane cilindrice sau conice.

În cadrul proiectării, construcției și exploatării acestor echipamente se utilizează uneori denumirea comună de vane pentru toate tipurile de stavile și de vane propriu-zise, ceea ce nu este rațional, ținând seama de funcțiile și formele constructive diferite.

Din punctul de vedere al modului de acționare, vanele, ventilele, analog stavilelor, se pot împărți în trei grupe :

Grupa acționărilor cu comandă directă și locală, caracterizate prin :

- acționare manuală, la echipamente cu gabarite mici;
- acționare electromecanică, cu organul de demultiplicare de diferite tipuri, la echipamente cu gabarite mari;
- acționare prin servomotoare hidromecanice, manevrate local, la vanele cu dimensiuni mari și foarte mari.

Grupa acționărilor prin telecomenzi de la distanță, caracterizate prin acționări:

- electromecanice, completând cele expuse precedent cu relee și instalații de telecomandă;
- hidromecanice, cu servomotoare, sertare și gospodării de ulei, telecomandate hidraulic, pneumatic sau prin relee și instalații de comandă electrice sau electronice;
- acționări cu telecomenzi mixte electrohidraulice.

Grupa acționărilor automate este caracterizată prin închiderea sau deschiderea automata a vanelor și ventilelor, datorită impulsurilor presiunii apei sau a loviturilor de berbec, respectiv a vidului exagerat. Se deosebesc următoarele categorii :

- acționări automate gravitaționale, bazate pe momentul de închidere dat de o greutate sau contragreutate, numai la închidere, fiind apoi efectuată deschiderea lentă, la comanda manuală, după trecerea fenomenului care a provocat închiderea;
- acționări automate hidromecanice prin relee de presiune sau de vid, combinate cu servomotoare hidraulice;
- acționări automate electrice sau electromecanice, la impulsul de închidere sau deschidere dat de relee de presiune, de debit sau de viteză apei;

- acționări automate în gospodăria de ulei a vanelor mari, a reguletoarelor hidromecanice de orice fel, în casa vanelor la baraje, la prize, la castelul de echilibru, în fața turbinelor.

Se utilizează numeroase moduri de acționare a vanelor și ventilelor, care se aleg în funcție de condițiile de funcționare impuse de exploatare.

6.2. Ventile, clapete, cepuri

Ventilele sunt organe de închidere și reglare a debitului fluidelor (lichide și gaze de orice fel) la care organul de închidere, supapa, are o mișcare ortogonală față de orificiul de scurgere. În ventil, direcția de curgere a apei se modifică cu un unghi de 60...90°, revenind după ventil paralelă cu axa conductei. Ventilele se utilizează în mod curent la conducte de diametru redus $D < 0,5$ m. Variantele simplificate ale ventilelor pentru instalații sanitare sunt robinetele sau supapele mici, care nu fac obiectul acestui curs.

6.2.1. Ventil de trecere

Schema principală a unui ventil de trecere (fig. 36-1,a) cuprinde următoarele elemente: 1 - carcasa, 2 - pereții despărțitori înclinați cu 45° față de axa conductei, 3 - supapa tip disc (una din variante), 4 - supapa conică sau fuzelată hidrodinamic, 5 - tija de acționare filetată și 6 - capac cu piuliță și presetupă. Alte variante constructive sunt descrise în manualele de instalații sanitare, respectiv organe de mașini. Notând cu d diametrul orificiului și cu h cursa supapei-disc, din egalarea ariei secțiunilor de trecere a apei rezulta :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \pi d h \quad h = \frac{d}{4}$$

respectiv la supapa conică :

$$b = \frac{1}{4} \frac{d^2}{d_m}$$

6.2.2. Ventil de ocolire și ventil sincron

Ventilul de ocolire, numit și by-pass, ca orice ventil are cursa ortogonală la orificiul de evacuare (fig. 36-1,6) și funcționează ca descărcător sau ca ocolire a unui circuit hidraulic, la gospodăria de ulei, la ocolirea vanelor mari etc. Ventilul sincron cu schema asemănătoare are rolul descărcării debitului din carcasa spirală a turbinelor cu reacțiune, la scăderea bruscă a sarcinii electrice, pentru a se limita lovitura de berbec în conducte. Din punct de vedere funcțional ventilul sincron este un regulator de presiune al turbinelor, a cărui declanșare este provocată de regulatorul de turație și putere.

cel mai simplu ventil sincron are schema din figura 36-1,6 în care s-au notat: 1 - carcasa, racordată la spirala turbinei; 2 - secțiunea de evacuare a apei spre canalul de fugă; 3 - 4 - ventilul diferențial cu diametrul de sus d_1 , de jos $d_2 < d_1$; 5 - cilindrul în care se ridică 4; 6 - capacul; 7 - presetupa; 8 - resort comprimat; 9 și 10 - conducte legate la circuitul având presiunea $p_1 = \gamma H$ de la intrarea 1.

La regim de funcționare normal, forța totală pe ventil F trebuie să aibă direcția în jos (socotită negativă).

$$F = \frac{\pi}{4} [-d_1^2 p_1 + (d_1^2 - d_2^2) p_1 + d_2^2 p_2] - R - G < 0$$

$$F = \frac{\pi}{4} d_2^2 (p_2 - p_1) - R - G < 0$$

unde: p_1 reprezintă presiunea din carcasa spirală, $p_2 > p_0$ sau $p_2 < p_0$ (presiunea atmosferică), R - forța în resortul comprimat normal și G - greutatea pieselor mobile (ventil, ax, jiglor, tija).

La descărcarea sarcinii electrice, regulatorul de turație și putere, intrând în acțiune, va declanșa simultan ridicarea tijei t și a jiglorului j . Astfel se evacuează parte din apă în A spre B , unde domină presiunea mică $p_2 \approx p_0$. Pe fața superioară a ventilului dinspre A acționează presiunea $p_A < p_1$, aproximativ $p_A \approx \frac{1}{2}(p_1 + p_2)$. În același timp sub 4 rămâne presiunea mare p_1 și resortul comprimat suplimentar datorită

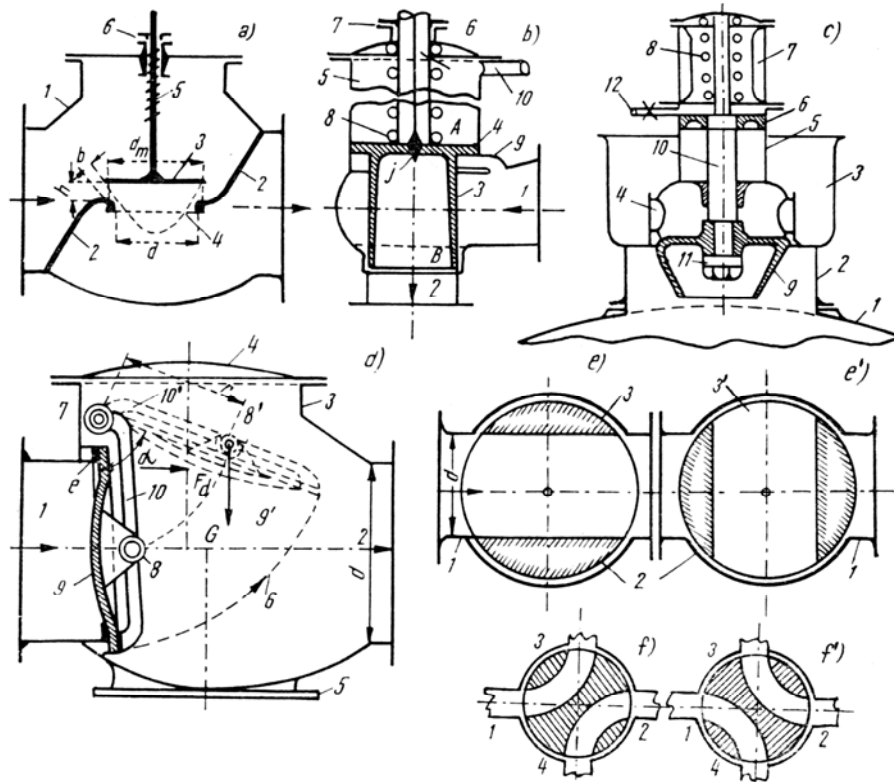


Fig. 6.1. Tipuri de ventile

- a. *ventil de trecere*: 1 - carcasa; 2 - pereți despărțitori; 3 - supapă tip disc; 4 - scaunul supapei; 5 - tijă de acționare; 6 - capac cu piuliță și presetupă
- b. *ventil de ocolire (by-pass, ventil sincron)*: 1 - intrare; 2 - ieșire; 3 - 4 - ventil diferențial; 5 - cilindru; 6 - capacul; 7 - presetupă; 8 - resort; 9 - 10 - conducte;
- c. *ventil de aerisire (ventuză)*: 1 - conductă; 2 - 3 - corp; 4 - orificii pentru aspirarea și evacuarea aerului; 5 - cilindru; 6 - pistonul amortizorului hidraulic; 7 - suport; 8 - arc; 9 - ventil; 10 - tijă; dispozitiv de fixare; 11 - conducte;
- d. *clapetă de siguranță*: 1 - intrare; 2 - ieșire; 3 - 6 - corpuri; 4 - capac; 5 - batiu; 7 - articulația brațului 10; 8 - articulația; 9 - disc de închidere; 10 - braț;
- e. *cep simplu*; f. *cep dublu*.

Ridicării ventilului va da forța $R' > R$.

Forța pe ventil, în noua situație F' , trebuie să fie dirijată în sus, deci pozitivă:

$$F = -\frac{\pi}{4}d_1^2 p_A + \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)p_1 + \frac{\pi}{4}d_2^2 p_2 - R' - G > 0 \quad (6.1)$$

$$F' = \frac{\pi}{4}d_1^2 \left(\frac{p_1 - p_2}{2} \right) - d_2^2(p_1 - p_2) - R' - G > 0 \quad (6.2)$$

Din relațiile 6.1, și 6.2 rezultă raportul diametrelor $\frac{d_1}{d_2}$. Se va ține seama că prin orificiul de diametrul d_1 trebuie să se scurgă debitul maxim care trece prin turbină:

$$Q = \mu \frac{\pi}{4} d_2^2 \sqrt{2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma}} \cong 2,6 d_2^2 \sqrt{H}$$

Cu aceste relații se poate dimensiona ventilul și resortul.

6.2.3. Ventil de aerisire (ventuza)

În punctele de pe traseul conductelor sau al galeriilor sub presiune, în care la anumite regimuri vitezele cresc peste o limită critică v_v , presiunea va scădea la $p_v < p_0$, sub presiunea atmosferică. Formarea unor asemenea zone de vid trebuie evitate, existând pericolul cavității. Totodată, la umplerea unei conducte forțate trebuie evacuat aerul care se adună în părțile superioare și apoi, când conducta este plină, se vor închide automat dispozitivele de aerisire.

Aceste funcțiuni le îndeplinesc ventilele de aerisire numite și ventuze automate. Una din variantele posibile de ventuze este prezentată în figura 6.1.c. în care s-au notat cu : 1 - conducta; 2,3 - corpul ventuzei; 4 - găuri pentru aspirarea, respectiv evacuarea aerului; 5 - cilindru; 6 - pistonul amortizorului hidraulic; 7 - suportul superior, cu resortul comprimat 8, 9, 10, 11 - ventilul, tija și dispozitivul de fixare; 12 - țeava servind pentru coborârea ventilului la comanda manuală.

Pe ventilul care închide orificiul circular d , în poziția închis, acționează forța hidrostatică F_h , dirijată în sus.

Resortul comprimat la poziția închis a ventuzei acționează cu forța R în jos, la fel ca greutatea G a ventilului și tijei, așa că forța totală F trebuie să fie pozitivă, dirijată în sus pentru a ține ventilul închis etanș:

$$F = F_h - R_0 - G = \frac{\pi}{4}d^2 p - kz_0 - G > 0 \quad (6.2)$$

Când presiunea de sub ventil scade sub presiunea atmosferică, $p' < p_0$, ventilul trebuie să se deschidă automat cu Δz (în jos) și rezultanta F' trebuie să fie negativă, ca ventilul să se deschidă automat :

$$F' = \frac{\pi}{4}d^2 p' - k(z_0 + \Delta z) - G - k_r \frac{\Delta z}{\Delta t} < 0 \quad (6.3)$$

Aici s-au utilizat notațiile : $k = \frac{R}{z_0}$ - constanta resortului și $k_r \frac{\Delta z}{\Delta t}$ - forța

rezistențelor hidraulice și de frecare la coborârea lentă a ventilului. Mai trebuie scrisă ecuația de continuitate la mișcările aerului prin orificiul ventilului deschis cu Δz :

$$Q = \pi d \Delta z v_a \text{ cu } v_a \cong 50 \text{ m/s (aer).} \quad (6.4)$$

Din relațiile (6.2), (6.3) și (6.4) se determină trei necunoscute : d , Δz și k , iar celelalte mărimi sunt date prin tema de proiectare. Pentru că mișcarea ventilului să fie amortizată, fără șocuri, este prevăzut amortizorul cataract 6, care mai poate servi și la deschiderea voluntară a ventilului. În acest scop, prin robinetul țevii 12 se introduce apa sub presiune din conducta în spațiul de deasupra pistonului 6, care coboară ventilul.

6.2.4. Clapeta de siguranță și clapeta împotriva întoarcerii scurgerii

În anumite conducte forțate, mai ales pe cele de refulare a pompelor, nu este admisibilă reîntoarcerea curentului. La fel în circuitele gospodăriilor de ulei sunt necesare asemenea organe de siguranță.

0 varianta de clapetă este prezentată în figura 36-1, d , în care s-au notat cu : 1 - intrarea, 2 - ieșirea din corpurile 3 și 6, prevăzute cu capacul 4 și cu batiul 5; 7 - articulația brațului 10, care prin 8 susține discul de închidere 9; e —etanșarea periferică pe care discul este presat de arcurile 10 și 9 în poziția închis. Poziția deschis a clapetei este arătată prin 8', 9', 10', în care caz clapeta este menținută în echilibru de forța hidrodinamică F_d .

În stare de echilibru la poziția deschis a clapetei, corespunzătoare unghiului α , momentul M_7 în raport cu articulația 7 va fi :

$$M_7 = Gr \sin \alpha - F_d r \cos \alpha \pm M_f = 0$$

Forța hidrodinamică, aria secțiunii și momentul forței de frecare M_f au expresiile :

$$F_d = \frac{\rho}{2} C_s S c^2 [1 - \cos(90^\circ - \alpha)] = 0$$

$$S = \frac{\pi}{4} d^2 \cos \alpha$$

$$M_f = \mu Gr \sin \alpha$$

și, ordonând ecuația M_7 , se obține :

$$(1 + \mu)G \sin \alpha - 40 C_x d^2 \cos^2 \alpha [1 - \cos(90^\circ - \alpha)] = 0 \quad (6.5)$$

Pentru clapeta închisă unghiul α se micșorează și devine α_0 , frecările dispar, forța hidrostatică este $F_h = \frac{\pi}{4} d^2 p$ și acționează spre stânga, încât momentul M_7 devine $(M_7)_0$ și are expresia :

$$(M_7)_0 = Gr \sin \alpha_0 + F_h r \cos \alpha_0 - R r \cos \alpha_0 = 0$$

unde R este reacțiunea pe suprafața de etanșare :

$$R = G \tan \alpha_0 + \frac{\pi}{4} d^2 p \quad (6.6)$$

Această reacțiune R , acționând pe suprafața de etanșare inelară s , cu diametrul d și grosimea:

$$s = \frac{\pi}{4} [(d + \delta)^2 - d^2] \cong 2d\delta$$

deoarece $\delta \ll d$; dă tensiunea unitară de strivire σ :

$$R = s\sigma = G \tan \alpha_0 + \frac{\pi}{4} d^2 p$$

$$\sigma = \frac{0,5G}{d\delta} \operatorname{tg} \alpha_0 + 0,393 \frac{d}{\delta} p < \sigma_s \quad (6.7)$$

unde σ_s este tensiunea admisibilă.

6.2.5. Cepul simplu și dublu

Cepul simplu cilindric (fig. 6.1, *e*), utilizat din timpuri vechi, se folosește și în prezent atât ca organ de închidere foarte etanșă, cât și ca sertar hidromecanic la unele circuite de apă, ulei etc., cu debite și diametre mici. În poziția deschis, cepul deschide complet secțiunea conductei, fără pierdere de sarcină, iar în poziția închis realizează o închidere etanșă.

O slabă conicitate sporește etanșarea. Pentru reglarea unor servomotoare, transformatoare hidraulice și a diferitelor utilaje de lucru, este util cepul dublu (cu două canate, fig. 36.1, *f*), care în poziția *f* pune în legătura 1 cu 3 și 2 cu 4, iar în poziția *f'* inversează circuitele 1 cu 4 și 2 cu 3.

Schimbarea circuitului se face prin răsucirea cepului cu 90°, fie manual, fie electromecanic sau prin servomotor basculant cilindric.

6.3. Vane plane, pană, duble lentile și ochelari

La aceste vane organul de închidere este deplasat paralel cu secțiunea $\frac{\pi d^2}{4}$ (fig. 6.2, *a-c*), respectiv ortogonal față de direcția de scurgere axială prin conducta echipată cu vană.

Forma organului de închidere determină tipul constructiv, ilustrat în figura 36-2, *a-c*, prin tipurile : vana plană simplă (fig. 6.2, *a*), vană-pană (fig. 6.2, *b*), vană cu două lentile etanșând în ambele sensuri (fig. 6.2, *c*), vana plană ochelari (fig. 6.3).

Vanele plane sunt standardizate aproape în toate țările și anume : cu diametre din 0,1 m în 0,1 m până la $d = 1,0$ m și din 0,2 m în 0,2 m pentru $d > 1$ m, până la $d = 3$ m.

După presiunea din conducte vanele se clasifică în vane de joasă presiune ($p < 6$ at), de presiune mijlocie ($p = 6 \dots 10$ at) și de mare presiune ($p = 10 \dots 100$ at).

Aceste tipuri se utilizează nu numai la conducte prin care curge apa, ci și orice alt lichid, gaz sau abur.

6.3.1. Vana plană simplă

După schema din figura 36-2, *a*, vana plană simplă constă din : 1 — corpul vanei cu flanșe racordate la conducta; 2 — carcasa sub presiune, în care se ridică 3; 3 — corpul de închidere (lentila) de diferite forme (circular, semicircular, iar sus dreptunghic); 4, 5 — capacul cu ghidaje și presetupă; 6 — inele de etanșare din cauciuc tare, alama sau bronz, în funcție de presiune și fluid.

Presiunea fluidului exercitându-se pe lentilă, aceasta freacă și uzează puternic etanșările 6, care trebuie înlocuite frecvent, spre deosebire de vanele-pană și cele cu două lentile, la care lentila se desprinde de pe inelele de etanșare fără să le uzeze.

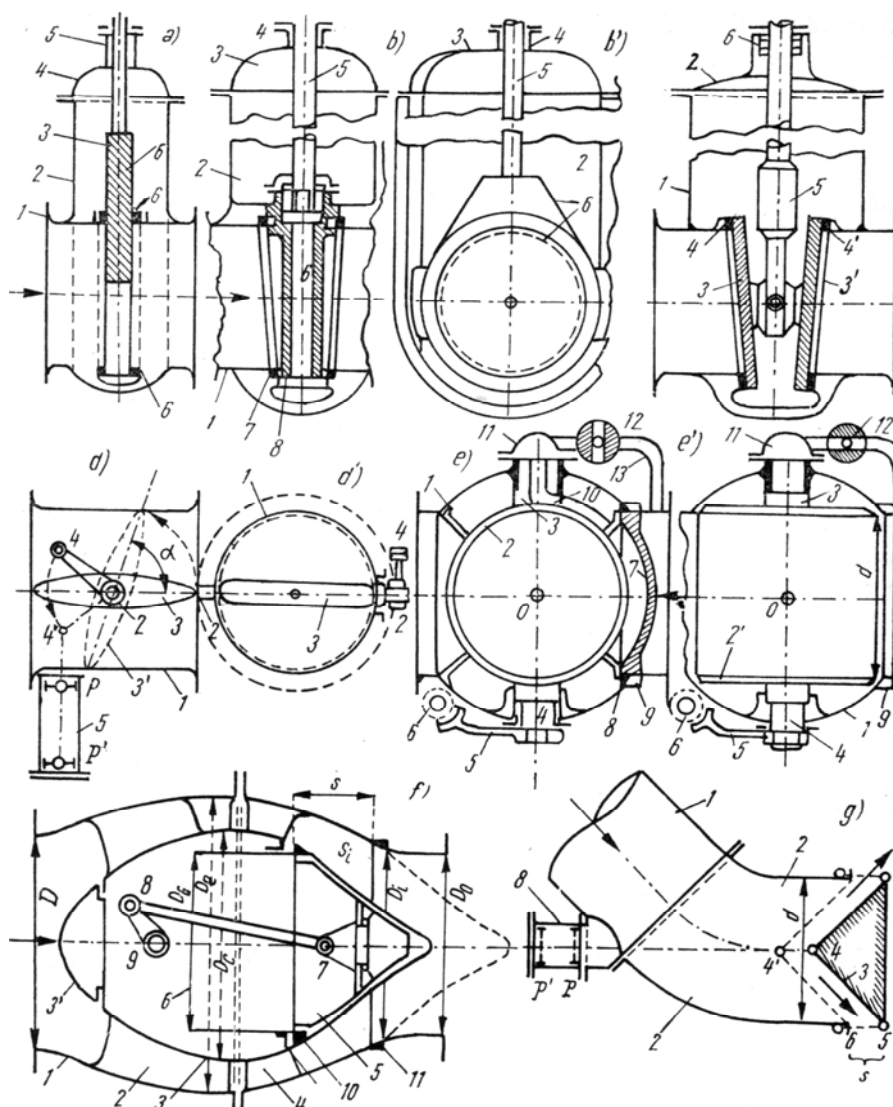


Fig. 6.2. Tipuri de vane

a. - vană plană simplă; b. - vană plană; c. - vană cu două lentile;
d. - vană fluture; e. - vană sferică; f. - vană cilindrică; g. - vană conică;

6.3.2. Vana-pană

În figura 6.2, *b, b'* este prezentată o vană-pană care are corpul de închidere 6 ca o pană simetrică, etanșată în ambele sensuri: spre amonte prin inelul 7 pe carcasa 1 și prin 8 pe pană; spre aval, analog cu două inele din cauciuc, alamă, bronz sau alte aliaje. Corpul 2 în care se deplasează lentila-pană 6 are forma cilindrică sau ovală (cazul din fig. 6.2, *b, b'*), iar tija 5 ridică lentila prin diferite mecanisme manuale, electromecanice, hidromecanice descrise mai jos.

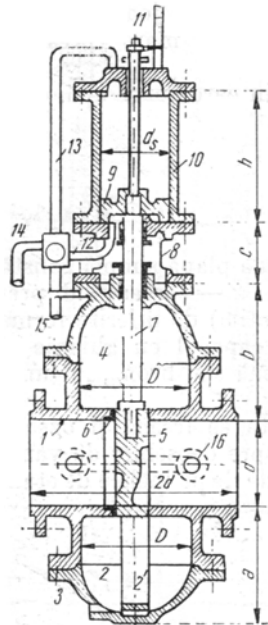


Fig.6.3. Vană plană ochelari

1.- corp cilindric; 2. – cameră inferioară; 2' –inel; 3 – orificiu; 4 – cameră clopot; 5 – disc; 6 – inel de bronz; 7 – tijă; 8 – lanternă; 9 – pistonul servomotorului; 10 – cilindrul servomotorului; 11 – indicator de poziție; 12 – ventil; 13,14,15 – conducte; 16 – conducta de ocolire (by-pass).

6.3.3. Vana cu două lentile

Varianta din figura 6.2, c etanșează bine în ambele sensuri, în cazurile când pe conducta din stânga presiunea diferă de cea din dreapta. Cele două lentile 3—3', cu fuse prinse central, sunt apăsate pe tija 5 și sunt presate și centrate oblic pe garniturile din aliaje dure de forme inelare 4—4'. Ca formă exterioară, carcasa nu diferă de cea a vanelor plane și pană.

6.3.4. Vana plana-ochelari

Un exemplu de vana plana-ochelari pentru diametre mari, $d = 1,5 \dots 3$ m și presiuni $p > 10$ at, este prezentat în figura 6.3. Patru vane de acest tip sunt montate la golirile de fund ale barajului Bicăz. Vanele plane-ochelari (fig. 6.3) au discul 5 prelungit în jos printr-un inel 2' (ochelar) cu diametrul interior egal cu cel al conductei. La poziția închis, lentila 5 închide vana etanș prin inelele de bronz 6, iar în

poziția deschis, locul lentilei îl ocupă ochelarul, așa că secțiunea de trecere $\frac{\pi d^2}{4}$ este neteda, fără intrânduri, încât pierderile de sarcină locală sunt neglijabile

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0,0826 \zeta \frac{Q^2}{d^4} \cong 0$$

Carcasa vanei, compusă din piesele 1-2-3-4 (fig. 6.3), cuprinde jos ochelarul, iar la 4 lentila escamotată. Tija 7 este prelungită în sus până la pistonul 9 al cilindrului

servomotorului 10 și mai sus spre indicatorul de poziție 11. Acționarea va fi arătată în aliniatul 6.3.5.

Se observă că vana are gabarite excepțional de mari și în consecință, greutatea mare sporește investiția. Înălțimile elementelor componente depind de diametrul d : $a = (1,4 \dots 1,5) d$; $b = 1,6 d$; $c = (0,6 \dots 0,7) d$; $h = (1,4 \dots 1,5) d$ și $D = (1,2 \dots 1,3) d$.

Înălțimea totală $a + b + c + d + h$, plus scala, este în medie de $7,7 d$. Dacă se ține seama și de gabaritul liber de deasupra vanei, casa vanei are înălțimea de $10 d$.

Din aceste motive, la diametre peste 2 m se adopta alte tipuri de vane, cu gabarite și greutatea mult mai mici.

6.3.5. Moduri de acționare ale vanelor plane, pană, duble lentile și vanelor ochelari.

După mărimea forței și vitezei de ridicare, adică implicit a diametrului interior d , se aplică diferite moduri de acționare : manual, manual cu multiplicatoare mecanice, electromecanice sau cu servomotor hidromecanic.

La vane cu $d < 0,5$ m și $p < 6$ at, tija lentilei este filetată pe o lungime de $1,2 d$ și piulița superioară, răsucită prin volan manual, permite ridicarea foarte lentă a lentilei.

La vane mijlocii, $d = 0,5 \dots 1,5$ m și $p < 6$ at, acționarea se face prin manivelă cu demultiplicarea prin roți dințate (fig. 36-6, a, b).

La vane mari acționarea este electromecanică, de exemplu, conform schemei 6.6, c, în care s-au notat cu : 1 — electromotorul, 2 — melcul, 3, 4 — prima pereche de roți dințate, 5, 6 — a doua pereche de roți dințate, ultima roata 6 având o bușă-piuliță, va ridica tija filetată.

La vane cu diametru și presiune foarte mari este mai sigură și economică acționarea hidromecanică, exemplificată prin servomotorul din figura 6.3.

Pistonul servomotorului 9 primește alternativ presiunea mare și mică a lichidului motor (apă, ulei). Sertarul distribuitor 14 al apei sau uleiului sub presiune, de exemplu, de tipul cepului dublu (fig. 6.1, f), funcționează astfel la deschiderea vanei uleiul este distribuit sub $p = 10 - 20 - 40$ at, din 14 prin 12 sub pistonul 9. În același timp uleiul din cilindru, peste piston, se evacuează sub presiunea $p = 1,1 p_0$ prin conductele 13—15, trecând prin canatul al doilea al cepului.

La închiderea vanei se inversează circuitele : presiunea mare intră prin 13 în cilindru peste piston și prin 12 se evacuează uleiul sub o presiune puțin mai mare decât cea atmosferică.

Acționarea cepului 14 poate fi telecomandată din centrală sau automatizată pe baza impulsurilor date de relee de presiune sau de debit.

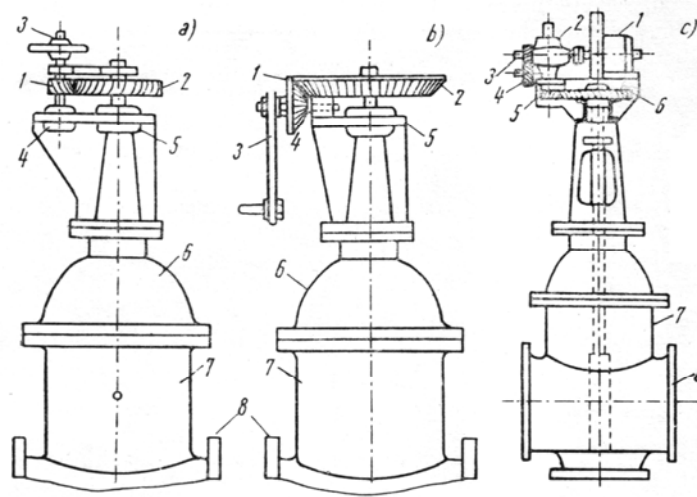


Fig. 36-6. Scheme de acționare a vanelor plane :

- a) acționare manuală: 1 - roată dințată; 2 - roata dințată; 3 — roată de mână; 4, 5 — lagărele roților dințate; 6,7 - corpul vanei; b) acționare manuală; 1, 2 — roți dințate conice; 3 - manivelă; 4,5 - lagărele roților dințate conice; 6,7 - corpul vanei; c) acționare electromecanică: 1 - electromotorul; 2 - melcul; 3,4 — prima pereche de roți dințate; 5,6 — a doua pereche de roți dințate; 7 - corpul vanei.

6.3.6. Calculul parametrilor principali ai vanelor plane

La vana plană simplă (fig. 6.2, *a* și 6.6, *a*, *b*) închisă, acționează forța hidrostatică F_h orizontală, greutatea aparentă a lentilei și tijei G_a verticale și frecările : $\mu_1 F_h$ pe inelele de etanșare a lentilei, respectiv momentele forțelor de frecare în : presetupă, piulița tijei filetate, în sistemul de roți dințate și în lagărele acționării manuale.

Notând cu : d - diametrul conductei, $p = \gamma H_{\max}$ daN/m², $G = \gamma_0 V = kd^2$ daN greutatea elementelor mobile (lentila, tija), G_a - greutatea aparentă, $\gamma_0 = 7800$ daN/m³ (oțel), $\gamma = 1000$ daN/m³ (apa) și $\gamma_0 = 0,2$ - coeficientul de frecare oțel pe bronz, iar R - forța verticală în tije, se pot deduce ușor expresiile acestor forțe :

$$F_H = \frac{\pi}{4} d^2 p = 785 d^2 H_{\max} \quad G_a = G \left(1 - \frac{\gamma}{\gamma_0} \right) \approx 0,87 k d^2$$

$$F_1 = \mu_1 F_h \quad R = F_1 + G_a = (157 H_{\max} + 0,87 k) d^2 \quad (6.8)$$

Puterea maximă de acționare P_{\max} momentul începerii deschiderii, se calculează cu $\eta \approx 0,8$ - randamentul mecanismelor, care ține seama de frecările de la filetul tijei până la elementul de acționare (manivela la vane foarte mici și electromotorul la cele mari) și viteza de ridicare $v = \frac{dh}{dt}$, unde h este cursa lentilei:

$$P = \frac{R}{75\eta} \frac{dh}{dt} \approx (2,62 H_{\max} + 0,0146 k) d^2 \frac{dh}{dt} \text{ în CP.} \quad (6.9)$$

Se observă că și la vanele mijlocii sau mari, puterea necesară poate fi limitată la câțiva cai putere, dacă se reduce corespunzător viteza de ridicare $v = \frac{dh}{dt} < 0,01 \frac{m}{s}$. În orice altă poziție semideschisă R și P sunt mai mici.

Pe baza coeficienților hidrodinamici ζ, μ, k_0, k_v măsurați, tabelul 6.1, se poate calcula curgerea prin vana deschisă în diferite poziții, cu x cursa de închidere raportată la diametrul vanei d ($x = 0$ pentru vana deschisă și $x = d$ pentru vana închisă). La fel se calculează forțele hidrodinamice pe corpul de închidere cu D și grosimea b , F_0 – orizontal și F_v – vertical.

Tabelul 6.1.

ζ	0,07	0,126	0,337	0,71	1,31	2,50	5,0	10,1	31	200	∞
μ	0,96	0,942	0,866	0,76	0,65	0,535	0,448	0,3	0,176	0,07	0
k_0	0	0,038	0,09	0,18	0,29	0,44	0,61	0,76	0,87	0,94	1,0
k_v	0	0,18	0,51	0,77	0,93	1,0	1,0	0,93	0,79	0,48	-0,04

Pierderea de sarcină h_r este caracterizată prin coeficientul ζ și viteza $v = f\left(\frac{x}{d}\right)$, iar debitul Q prin coeficientul de curgere:

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g} = F\left(\frac{x}{d}\right) \quad Q = \mu \frac{\pi}{4} d^2 v \sqrt{1 + \zeta} = f\left(\frac{x}{d}\right) \quad \mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \quad (6.10)$$

$$F_0 = 40k_0(1 + \zeta)v^2 D^2 \quad F_v = 51k_v(1 + \zeta)v^2 D b$$

Forțele în tija vanei: R_i - închidere, R_d - deschidere, cu frecări $\mu = 0,1 \div 0,2$ și G_a greutatea aparentă a corpului mobil sunt:

$$R_i = \mu F_0 - F_v - G = 40k_0(1 + \zeta)v^2 D^2 \left(\mu - 1,275 \frac{k_v b}{k_0 D} \right) - G$$

$$R_d = \mu F_0 + F_v + G = 40k_0(1 + \zeta)v^2 D^2 \left(\mu + 1,275 \frac{k_v b}{k_0 D} \right) + G$$

La vana pană se studiază forțele pe baza figurii 6.7. La poziția închis, figura 6.7, a,b, tija filetată trebuie să exercite forța S_i dirijată în jos, pentru a realiza o închidere perfect etanșă, cu efect de pană.

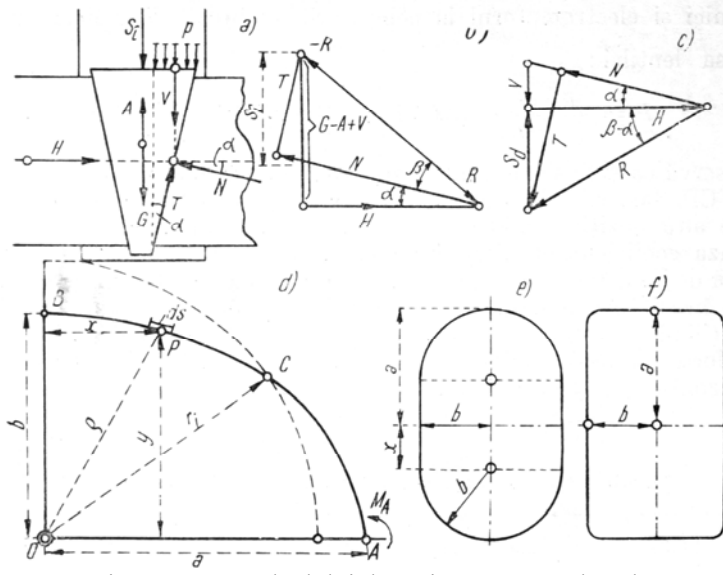


Fig.6.7. Baza calculului de rezistență a vanelor plane

- a) poziția închis a vanei pană; b) poligonul forțelor pentru poziția închis;
c) poligonul forțelor pentru momentul deschiderii; d, e, f) cazul carcusei ovale sau eliptice.

Forțele componente sunt: F_h – forța hidrostatică orizontală; $G_a = G - A$ – greutatea aparentă; F_v – componenta verticală a penei aval; T – frecarea tangențială la pană; N – reacțiunea pe pană.

Expresiile acestor forțe sunt:

$$\begin{aligned} F_h &= \frac{\pi}{4} d^2 p & F_h &= \frac{\pi}{4} d^2 p \cdot \operatorname{tg} \alpha & G_a &= G - A \cong 0,87 k d^2 \\ S_i &= F_h [\operatorname{tg}(\alpha + \beta) - \operatorname{tg} \alpha] & R &= \sqrt{(G_a + F_v)^2 + F_h^2} \\ N &= -R \cos \beta & T &= -R \sin \beta \end{aligned} \quad (6.11)$$

La începerea deschiderii este valabil poligonul forțelor, figura 6.7.c, din care rezultă forța de ridicare:

$$S_d = F_h \operatorname{tg}(\beta - \alpha) = \frac{\pi}{4} d^2 p \cdot \operatorname{tg}(\beta - \alpha) \quad (6.12)$$

Mai este utilă cunoașterea secțiunii de curgere S_x și a coeficientului ζ al pierderilor de sarcină locale, în funcție de cursa de închidere $\frac{x}{d}$ tabelul 6.2. La vana

deschisă $\frac{x}{d} = 0$, raportul secțiunilor $\frac{S_x}{\frac{\pi d^2}{4}} = 1$ corespunde coeficientului $\zeta = 0,6$, iar la

vana închisă $\frac{x}{d} = 1$ rezultă $\frac{S_x}{\frac{\pi d^2}{4}} = 0$ și $\zeta \rightarrow \infty$.

Tabelul 6.2

$\frac{x}{d}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\frac{S_x}{\pi d^2}$	1	0,96	0,9	0,81	0,72	0,6	0,48	0,35	0,24	0,13	0
$\frac{4}{\pi d^2}$											
$\zeta = \frac{h_r}{v^2}$	0,06	0,11	0,24	0,47	0,88	1,6	3,4	7	18	300	∞
$\frac{2g}{v^2}$											

Carcasa în care se ridică lentila are formă cilindrică la presiuni foarte mari, ovală la presiuni 10... 20 bari și plată la $p < 10$ bari.

Calculul de rezistență este important la vanele cu carcasă sudată, la cele turnate se verifică numai la tensiunile maxime, știind că tehnologia turnării impune grosimi acoperitoare din punct de vedere al rezistenței.

La carcasa cilindrică de diametru d exprimat în cm și la presiunea p în bari, grosimea peretelui s , în cm, se calculează după formulele cunoscute:

$$\text{- tensiunea tangențială } \sigma_t = \frac{dp}{2s} < \sigma_a \text{ (admisibilă)}$$

$$\text{- axială } \sigma_a = \frac{dp}{4s} = 0,5 \cdot \sigma_t$$

La carcasa ovală sau la cea eliptică, figura 6.7.d, momentul M_p față de un punct periferic $P(x,y)$, cu raza $\rho = \sqrt{x^2 + y^2}$, respectiv M_A în A , de pe semi-axa cu raza mare a și M_B pentru semi-axa mică b au expresiile:

$$\begin{aligned} M_A &= 0,5p(a^2 - r_i^2) & M_B &= 0,5p(b^2 - r_i^2) \\ M_p &= M_A + 0,5p(\rho^2 - a^2) = 0,5p(\rho^2 - r_i^2) \end{aligned} \quad (6.13)$$

Cu modulul de rezistență W al fâșiei peretelui, cu grosimea s și lățimea l se obțin în punctul oarecare P :

$$W = \frac{1 \cdot s^2}{6} \text{ cm}^3; \quad \sigma_b = \frac{M_p}{W} = \pm \frac{3p}{s^2}(\rho^2 - r_i^2) \frac{daN}{cm^2} \text{ - la încovoiere}$$

$$\sigma = \frac{\rho}{s} p \text{ - tensiunea tangențială}$$

$$\begin{aligned} \sigma_p &= \sigma + \sigma_b = p \left[\frac{\rho}{s} \pm \frac{3}{s^2}(\rho^2 - r_i^2) \right] \\ \sigma_A &= p \left[\frac{a}{s} + \frac{3}{s} \left(\frac{a}{s} \right) \pm \frac{3}{s^2}(a^2 - r_i^2) \right] \\ \sigma_B &= p \left[\frac{b}{s} + \frac{3}{s} \left(\frac{b}{s} \right) \pm \frac{3}{s^2}(b^2 - r_i^2) \right] \end{aligned} \quad (6.14)$$

unde r_i este raza de inerție a cercului care trece prin C , în care se consideră concentrată masa peretelui carcasei cu momentul de inerție polar I_p . Se consideră grosimea peretelui s neglijabilă față de semi-axele a și b :

$$r_i \cong 0,577(a + b)$$

$$r_i = \left[x^2 + b^2 + \frac{0,667x}{x + 1,047b} (3b^2 - x^2) \right]^{\frac{1}{2}}$$

La secțiunea eliptică $\frac{r_i}{b}$ depinde de raportul $\frac{b}{a}$, după cum urmează în tabelul

6.3:

Tabelul 6.3

$\frac{r_i}{b}$	3,1	1,75	1,34	1,12	1,0
$\frac{b}{a}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1

6.4. Vane fluture

6.4.1. Descrierea vanelor fluture

Organul de închidere și reglare a debitului este un disc circular, lenticular, basculând în jurul unui ax transversal curgerii prin conductă. Axul discului, orizontal sau vertical depinde de modul de acționare și este calculat cu o mică excentricitate e , figura 6.8, față de centrul discului pentru a se realiza la discul închis un moment de închidere, care asigură o etanșare periferică bună.

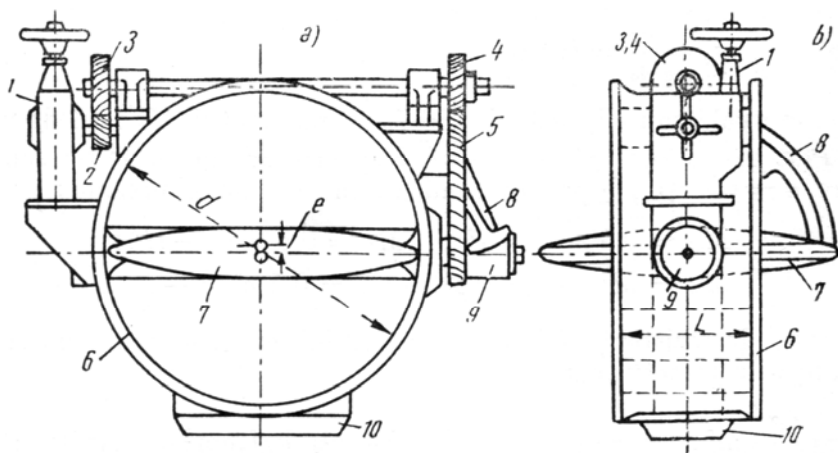


Fig.6.8. Vană fluture acționată mecanic

a) – vedere din față; b) – vedere din lateral;

1- melc; 2, 3, 4, 5 – perechi de roți dințate; 6 – carcasa tubulară;

7 – disc lenticular, 8- sector; 9 – fus antrenat; 10 – batiu;

În poziția deschis discul este paralel cu direcția de curgere, figura 6.8 b, iar în poziția închis planul discului are un unghi $\alpha = 75 \div 90^\circ$ față de axa conductei, figura 6.9 a. Carcasa este un tronson de conductă cu flanșe la capete, având lungimea $l = (0,45 \div 0,55)d$ și diametrul egal cu cel al conductei.

6.4.2. Moduri de acționare a vanelor fluture

Acționarea urmărește nu numai închiderea și deschiderea totală, ci și reglarea debitului prin bascularea discului cu unghiul α variabil față de axa conductei. Modul de acționare depinde de: diametrul d , presiunea $p = \gamma H_{\max}$, de felul acționării la (comandă manuală sau automat), amplasamentul vanei, tipul mecanismelor (mecanice, electromagnetice, hidromecanice) sau de concepția constructivă a proiectantului.

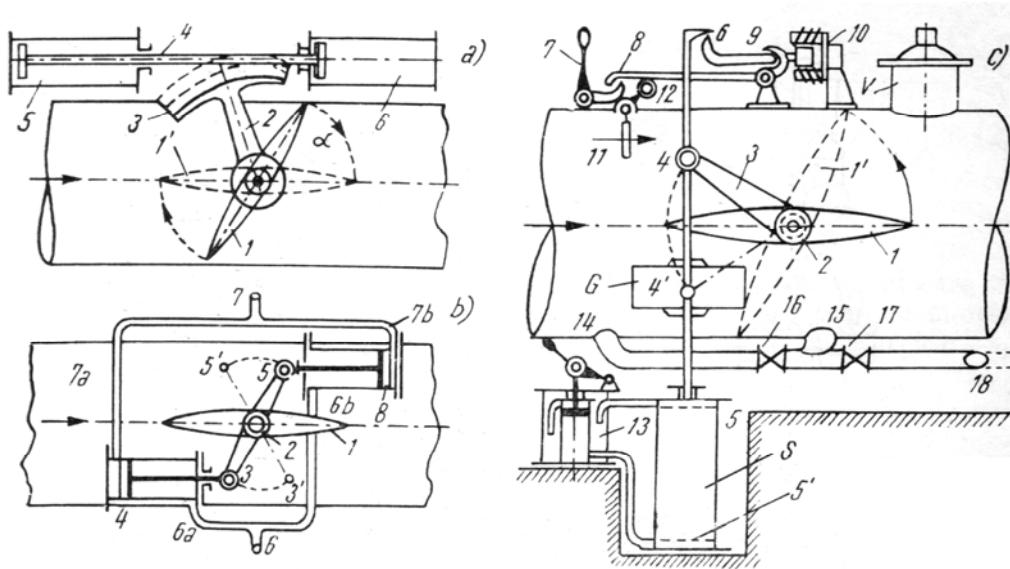


Fig.6.9. Moduri de acționare ale vanelor fluture

a) – acționare cu servomotor și cremalieră sector: 1 – disc lenticular; 2 – braț; 3 – sectorul cremalierei; 4 – tijă; 5, 6 – servomotoare;

b) acționare cu două servomotoare: 1 – disc lenticular; 2 – fus; 3, 5 – articulații cu pârghii duble; 4, 8 – servomotoare; 6, 7 – conducte;

c) acționare gravitațională și electromagnetică: 1 – disc lenticular; 2 – fus; 3 – pârghie; 4 – articulație; 5 – servomotor; 6 – susținători; 7 – manetă; 8 – pârghie; 9 – pârghie; 10 – electromagnet; 11 – disc de șoc; 12 – cameră; pompă de ulei; 14, 15 – by-pass; 16, 17 – robinete; 18 – racord;

La produse $pd \leq 100 \frac{daN}{cm}$, la baraje, prize, case ale vanelor conductelor

forțate și microturbine, acționarea poate fi manuală cu multiplicare modestă prin roți dințate sau prin pârghii cu sector.

La $pd \leq 100 \frac{daN}{cm}$, când nu se pretinde acționarea automată și când tipul de

manevră poate fi mare, este economică antrenarea mecanică. La vana din figura 6.8 a, b, s-au notat: 1 – melcul acționat manual; 2, 3, 4, 5 – perechi de roți dințate; 6 – carcasa tubulară; 7 – disc lenticular; 8 – sector; 9 – fus antrenat; 10 – batiu.

La $pd > 1\,000 \text{ kgf/cm}$, același mod de acționare ca cel precedent, însă antrenarea se face prin electromotor.

La $pd = 1\,000 \dots 10\,000 \text{ kgf/cm}$ la vane cu acționare comandată sau telecomandată, antrenarea este hidromecanică. Astfel, pentru vana din figura 36-10, a, fusul antrenat al discului 1 are un sector 2, care este basculat prin tija cremalierei 4. Mișcarea de translație a tijei 4 o efectuează două servomotoare -5, 6

așezate în linie, fiind comandate cu ulei sub presiune de la un sertar cu ulei. Pentru vana din figura 6.9, b fusul 2 al discului 1 are împănată o pârghie dublă 2—3—5. Capetele 5 și 6 sînt antrenate prin tije servomotoarelor 4 și 8 care sînt cuplate. Conductele 6, $a—b$ și 7, $a—b$ distribuie uleiul sub presiune de la un cep dublu sau sertar care reunește țevile 6—7 cu hidroforul gospodăriei de ulei.

Vanele-fluturi cu închidere rapidă și automată, instalate la capătul amonte al conductelor forțate sau înaintea turbinelor, sînt acționate mixt : gravitațional și electrohidromecanic. Acestea se execută în multe variante constructive, dintre care una este prezentată în figura 6.9, c, care a funcționat normal la hidrocentrala Dobrești, de la 1930 încoace.

Discul 1 fiind deschis este acționat prin fusul 2 și pârghia 2—3—4 în sensul închiderii bruște și automate datorită momentului greutatei G , centrată pe tija 4—5—6. În poziția închis, aceste organe se găsesc în l' , $4'$, $5'$.

Deschiderea se face prin servomotorul 5 și presa de ulei 13 și pentru a nu necesita forțe prea mari se manevrează conducta de ocolire (by-pass) 14—15—16—17.

Funcționarea automată se impune datorită rolului de vană de siguranță la capătul amonte al conductei forțate. La o avarie a conductei sau a turbinei trebuie să se închidă automat vana-fluturi în 1 ... 3 secunde. Declanșarea închiderii bruște se poate face succesiv, după nevoie, automat la avarie. La o spargere a conductei sau a turbinei crește viteza în conducta forțată peste cea normală $v_i = \frac{4Q_i}{\pi d^2}$, iar discul de șoc 11 este rabătut la o viteză $v > 1,2v_i$ ridicând prin 12 pârghia 8. Astfel, la opritorul 9, rotit spre dreapta, se desprinde susținătorul 5, așa că tija 6—4—5 cade brusc sub acțiunea greutatei G , închizând discul din 1 în l' .

Declanșarea închiderii bruște se poate face și telecomandat de la tabloul de comandă al centralei, când se observă un fenomen anormal, care ar putea duce la o avarie a turbinei sau a conductei forțate. În caz de pericol, prin apăsarea pe un comutator, un circuit electric (trifazic 110 V sau 220 V) acționează electromagnetul 10, care prin 9 și 6 declanșează închiderea discului. Declanșarea se mai poate face manual, la revizii sau la probele echipamentului, în care caz se trage de maneta 7 spre stînga, care declanșează discul cum s-a descris anterior.

Pentru umpleri, goliri, evitarea formării unui vid înaintat servește ventuza V descrisă în 6.2.3.

Analog cu anumite particularități funcționează vana-fluturi exemplificată în figura 6.8, fără a avea nevoie de o greutate, ci numai de un servomotor S , acționat în mod automat sau semiautomat, respectiv prin telecomandă.

6.4.3. Etanșarea discului și presiunile maxime

Vanele-fluturi, construite cu două decenii în urmă, erau caracterizate prin : pierderi de debit relativ mari, în poziția: limitarea presiunii, respectiv a indicatorului pd : aplicarea lor mai ales ca închizătoare rapide și de siguranță, nu însă ca vane de etanșare.

Vane-fluturi fără etanșări speciale dau pierderi de debit q care depind de gradul de prelucrare al marginilor discului și al suprafeței de contact pe tub. În bibliografie se găsesc puține indicații privind $q = f(d, H)$, astfel se cunosc relațiile:

$$q = (0,04d + 0,02d^2) H^{\frac{1}{2}} \frac{l}{s} \quad (6.15)$$

$$q = 0,43d^{\frac{4}{3}} H^{\frac{1}{2}} \frac{l}{s}$$

Datorită acestor pierderi, în trecut se dubla vana-fluture de închidere rapidă și de siguranță printr-o a doua vană etanșă, de exemplu, cu una plană instalată în serie. În ultimul timp s-au rezolvat aceste probleme, vanele-fluture sînt etanșate perfect și pot fi utilizate la presiuni pînă la $p_{max} < 40$ bari la $d < 2,5$ m, respectiv $d_{max} = 10$ m la $p < 10$ bari.

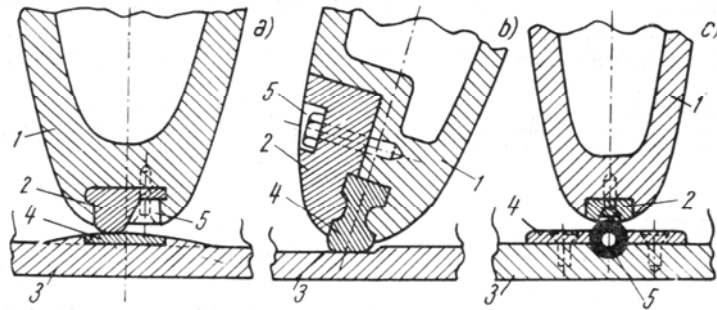


Fig.6.10. Etanșarea discului vanei fluture

- a) varianta I: 1 – disc; 2 – garnitura de cauciuc; 3 – carcasa;
4 – bandă de oțel inoxidabil; 5 – dispozitiv de prindere a garniturii;
b) varianta a II-a: 1 – disc; 2 – piesă de fixare a garniturii;
3 – carcasă; 4 – garnitură de cauciuc; 5 – șurub;
c) varianta a III-a: 1 – disc; 2 – piesă de etanșare; 3 – carcasa;
4 – tablă; 5 – garnitură inelară de cauciuc.

Etanșarea discului față de carcasa tubulară se face în multe moduri, dintre care figura 6.10 ilustrează pe cele mai uzuale. Garniturile sunt din cauciuc special sau de bronz și ușor de înlocuit.

6.4.4. Studiul hidrodinamic al vanei-fluture

Lentila unei vane-fluture este un profil hidrodinamic introdus într-un curent de apă în mișcare de translație (în fig. 6.11 — orizontal), așa că în funcție de înclinarea cu unghiul variabil, în limitele $\alpha = 0 \dots 90^\circ$, va suporta forța hidrodinamică R . Aceasta este rezultanta portanței hidrodinamice R_z ortogonală la viteza de la intrare $v_{1\alpha}$ și a rezistenței R_x în direcția vitezei $v_{1\alpha}$. După [1] forțele hidrodinamice au expresiile:

$$\begin{aligned} R_x &= \frac{\rho}{2} C_x S v_{1\alpha}^2 \cong 40 D^2 C_x v_{1\alpha}^2 \\ R_z &= \frac{\rho}{2} C_z S v_{1\alpha}^2 \cong 40 D^2 C_z v_{1\alpha}^2 \\ R &= 40 D^2 v_{1\alpha}^2 \sqrt{C_x^2 + C_z^2} = 40 D^2 v_{1\alpha}^2 C_R^2 \end{aligned} \quad (6.16)$$

Forța R are ca punct de aplicație centrul de presiune C , situat la raza $r = c + e$ de la centrul O' al lentilei; $c = C-O$ este brațul de pârghie al forței R și $e = O-O'$ excentricitatea lentilei față de centrul O al carcasei tubulare cu diametrul interior D ,

egal cu al conductei. Rolul excentricității e este de a da lentilei în poziția închis un cuplu suficient de mare pentru a o presa pe etanșările periferice ale carcasei.

Coeficientul $C_R = f(C_x, \alpha)$ se obține fie din polara lentilei încercate pe model de laborator, fie măsurând la vana în natură pierderea de sarcină :

$$h_r = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} f(\alpha) \quad (6.17)$$

Presiunile p_1 înainte de vană, și p_2 la o distanță suficient de mare în aval de ea, se măsoară cu manometrul diferențial de precizie. Astfel, se obțin :

$$R = 40CD^2 \frac{2gh_r}{\zeta_1} = C(\alpha)D^2 h_{r\alpha}$$

$$C(\alpha) = 40 \cdot 2g \frac{C_R}{\zeta_1} = 785 \frac{C_R}{\zeta_1} \quad (6.18)$$

unde: $\zeta_1 = \zeta_0 + 3,2 \left(\frac{d}{D} \right)^{1,5}$

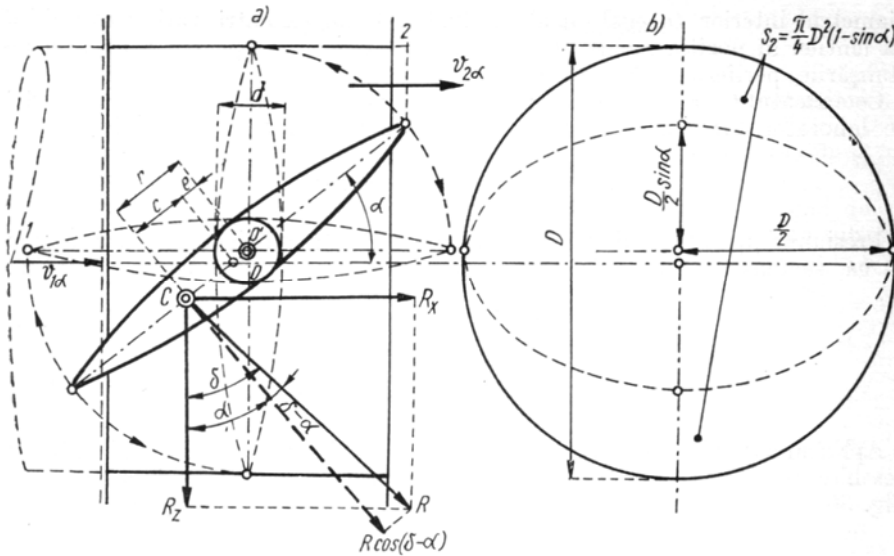


Fig.6.11. Elementele de calcul pentru vana fluture
a) secțiune longitudinală; b) secțiune transversală

Aplicând ecuația de continuitate înainte de vană (indicele 1—0 la vana deschisă $\alpha = 0$ și $1 - \alpha$ la discul parțial închis cu unghiul α) și în secțiunea 2 (fig. 6.11, b) se determină vitezele :

$$v_{1-0} = \frac{4Q_0}{\pi D^2} \text{ cu } Q_0 = Q_{\max}$$

$$v_{1\alpha} = \frac{4Q_\alpha}{\pi D^2} \text{ cu } Q_\alpha = Q_0$$

$$\frac{v_2}{v_{2-0}} = \frac{Q_\alpha}{Q_0(1 - \sin \alpha)} = 1 + \sin \alpha \quad \frac{Q_\alpha}{Q_0} = 1 - \sin^2 \alpha$$

$$h_{r\alpha} = \zeta_1 \frac{v_{1\alpha}^2}{2g} = 0,0826 \frac{Q_0^2}{D^4} \zeta_1 (1 - \sin^2 \alpha)^2 \quad (6.19)$$

$$R = 0,0826 \frac{Q_0^2}{D^2} F(\alpha)$$

$$F(\alpha) = C(\alpha) \zeta_1 (1 - \sin^2 \alpha)^2$$

În tabelul 6.4 s-au calculat aceste mărimi pentru două grosimi relative $\frac{d}{D} = 0,1$ respectiv 0,2. În ultimul rând, R este calculat, ca exemplu, pentru o vană cu $D = 4$ m, $H = 100$ m,

$$Q_0 = 120 \frac{m^3}{s}, \quad R = 0,0826 \left(\frac{120}{4} \right)^2 F(\alpha) = 74,34 F(\alpha) \text{ daN}$$

La $\alpha = 90^\circ$, forța devine hidrostatică $R_{90^\circ} = \gamma H \frac{\pi}{4} D^2 = 1257000 \text{ daN}$.

Tabelul 6.4.

Valorile parametrilor hidrodinamici pentru discul vanei fluture

α°	0	10	20	40	60	80	90
$\frac{Q_\alpha}{Q_0}$	1	0,970	0,883	0,587	0,250	0,030	0
$\frac{S_2}{S_0}$	1	0,826	0,658	0,357	0,134	0,015	0
$\frac{v_2}{v_{1-0}}$	1	1,174	1,342	1,643	1,866	1,985	2
$C(\alpha)$	139	535	916	970	814	788	785
ζ_0	0	0,52	1,54	10,3	118	15000	∞
R(tf)	3	30,3	97,1	263	447,5	790,8	1257

Cuplul de închidere al discului se compune din cuplul hidrostatic, cel dat de greutatea discului cu excentricitatea e și cuplul forțelor de frecare. Dintre acestea, ultimile două pot fi neglijate, fiind mult mai mici decât cuplul hidrodinamic:

$$M = R(c + e) \cos(\delta - \alpha)$$

Se înlocuiește $c + e = r$, forța R și se obține:

$$M = DR \frac{r}{D} \cos(\delta - \alpha) = C(\alpha) D^3 h_r \frac{r}{D} \cos(\delta - \alpha)$$

$$M = K_m D^3 h_{r\alpha} \quad (6.20)$$

$$K_m = C(\alpha) \frac{r}{D} \cos(\delta - \alpha)$$

$$\frac{r}{D} = \frac{K_m}{C(\alpha) \cos(\delta - \alpha)}$$

Capitolul 7. Calculul de proiectare al unei pompe centrifuge

7.1. Prezentarea temei de proiectare; alegerea unei soluții funcțional–constructive și justificarea alegerii

Tema de proiect

Să se proiecteze o pompă centrifugă având următoarele caracteristici:

- debitul $Q = \dots\dots\dots \text{m}^3/\text{h}$
- înălțimea de pompare $H = \dots\dots\dots \text{m}$
- turația recomandată $n = \dots\dots\dots \text{rot}/\text{min}$

7.1.1. Alegerea lichidului de lucru

Se alege un lichid de lucru având următoarele caracteristici:

- temperatura;
- concentrația;
- greutatea specifică;
- viscozitatea dinamică;
- presiunea de vaporizare.

7.1.2. Justificarea soluției constructive

Pompa de proiectat este o pompă centrifugă monoetajată cu rotorul în consolă, în construcție modulară, având dimensiunile de gabarit impuse internațional, conform STAS 8696-85. Carcasa, conductele și motorul electric rămân fixe, schimbându-se doar piesele de uzură: lagărele și etanșarea.

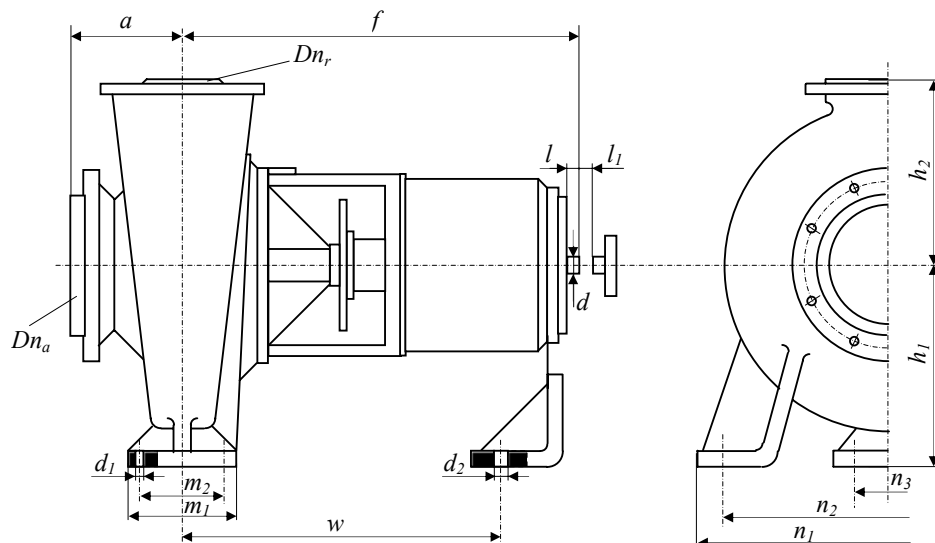


Fig. 1 Pompă centrifugă monoetajată

Această pompă va fi utilizată în industria chimică funcționând 8 h/zi și prezintă avantajul de a permite intervenții rapide în exploatare.

Dimensiunile de gabarit standardizate se trec într-un tabel.

$Dn_a =$	$h_2 =$	$n_2 =$	
$Dn_r =$	$d =$	$n_3 =$	
$Dn =$	$l =$	$b =$	
$a =$	$l_1 =$	$m_1 =$	
$f =$	$w =$	$m_2 =$	
$h_1 =$	$n_1 =$	$d_1 =$	$d_2 =$

7.1.3. Alegerea materialelor pompei

Materialele din care sunt confecționate piesele ce compun pompa pot fi metalice sau nemetalice. Ele se aleg ținând cont de rolul funcțional al fiecărei piesă componentă, o deosebită importanță fiind acordată celor care vin în contact direct cu lichidul de lucru vehiculat.

În funcție de felul cum fluidul de lucru acționează asupra materialelor cu care vine în contact, există cinci clase de coroziune.

Clasa de coroziune	Pierdere de material [g/m ³ h]	Rezistența la coroziune
0	< 0,1	foarte bună
1	0,1 ÷ 1	bună
2	1 ÷ 3	suficientă
3	3 ÷ 10	slabă
4	> 10	foarte slabă

Pentru realizarea performanțelor cerute pompei și pentru o mai bună funcționare impunem o clasă de coroziune cât mai avantajoasă.

Materialele cu clasă de coroziune 0 pot fi folosite rațional pentru orice piesă componentă a pompei, indiferent dacă cine sau nu în contact cu fluidul de lucru, mai puțin rotorul. În cazul rotorului, dintre materialele recomandate trebuie ales un material care să reziste la acțiunea vitezei periferice a motorului.

Pentru exprimarea vitezei periferice există două posibilități:

1. Se adopta din STAS o mărime standardizată pentru D_2 și anume D_n – diametru nominal, va rezulta:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n}{60}$$

2. Utilizăm expresiile:

$$\psi = \frac{H}{\frac{u_2^2}{2g}} = 1; \quad \varphi = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot u_2}$$

Din expresia lui ψ rezultă: $u_2 = \sqrt{2gH}$ [m/s],

În funcție de valorile vitezei periferice u_2 pentru rotor se recomandă următoarele materiale:

- pentru $u_2 < 10$ m/s: Pb, ceramică, sticlă, porțelan, grafit, PVC;
- pentru $u_2 = 10 \div 30$ m/s: fontă cenușie;
- pentru $u_2 = 30 \div 45$ m/s: bronz;
- pentru $u_2 = 45 \div 63$ m/s: oțel turnat, oțel aliat, oțel forjat;
- pentru $u_2 > 63$ m/s: oțel aliat, oțel forjat.

Pentru carcasă materialul se alege în funcție de înălțimea de pompare.

Se recomandă etanșarea frontală M3, figura 2.

Materialele folosite pentru piesele componente:

- inelul mobil (S_1);
- inelul fix (B_1);
- garnituri (E);
- arcuri și alte piese speciale (F).

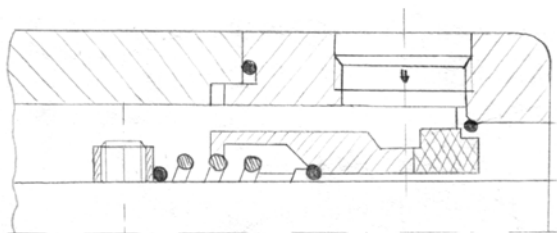


Fig. 2. Etanșare frontală

7.1.4. Justificarea turației recomandate

Alegerea turației se face în funcție de mai mulți factori:

a. *înălțimea de pompare H*:

- dacă $H > 50$ m-cl se recomandă $n = 2920$ rot/min,
- pentru $H < 50$ m-cl se recomandă $n = 1450$ rot/min.

b. *debitul Q*: influențează în mod direct turația, ca și sarcina, la un debit mic, turația fiind corespunzătoare.

c. *rapiditatea pompei n_q* :

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

unde: n – turația [rot/min];

Q – debitul [m^3/min];

H – înălțimea de pompare.

Rapiditatea pompei la anumite valori critice, în funcție de care e împărțită în mai multe clase: R5, R10, etc.

$n_q = 6,3; 9; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100$.

d. *pierderile de sarcină*: trebuie să fie cât mai mici $\sum h_r \sim u_2^2 \sim n$

Avantajul unei turații mari fiind preponderente, deoarece crește înălțimea de pompare, scade gabaritul, crește productivitatea și puterea de antrenare poate fi mai mică.

7.2. Calculul puterii hidraulice utile

Puterea hidraulică este dată de relația:

$$P_h = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102} \text{ [W]}$$

unde: γ – greutatea specifică [daN/m³];

Q – debitul [m³/s];

H – sarcina [m].

7.2.1. Alegerea randamentelor

Stadiul actual al proiectului, reflectând cunoașterea a relativ puține date: H , Q , n , R_h , n_q , fluidul de lucru, și materialele pompei, nu permite un calcul riguros al randamentelor, recurgându-se la estimarea acestora la funcționarea pompei în punctul nominal.

7.2.1.1. Randamentul volumetric

Randamentul volumetric este dat de relația:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - q}{Q_t} = 1 - \frac{q(H, n)}{Q_t} < 1$$

unde:

Q – debitul aspirat prin flanșa de aspirație;

Q_t – debitul teoretic sau debitul vehiculat prin rotor.

Randamentul volumetric ține cont de pierderile de debit la etanșarea rotorului.

Debitul Q care intră (la aspirație) este egal cu debitul care iese (la refulare).

Presiunea de la ieșire este mai mare decât presiunea la intrare. Datorită acestei diferențe de presiune apare un circuit parazit de lichid (debit parazit).

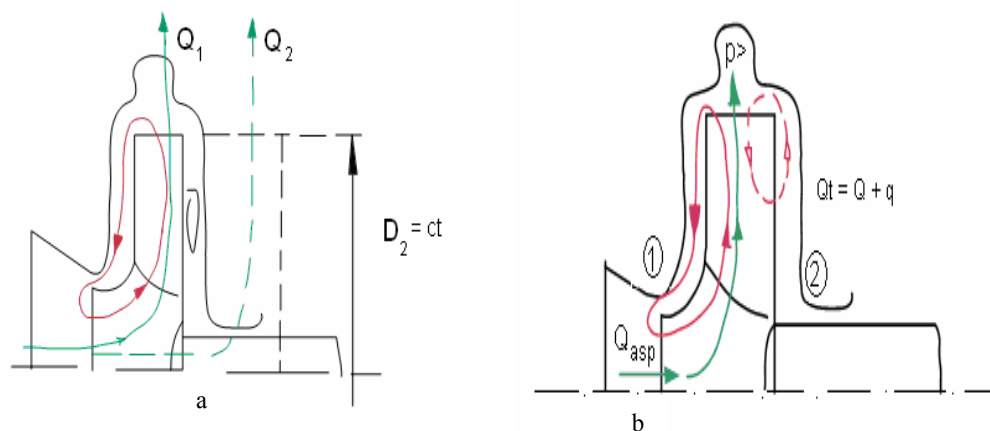


Fig. 3. Pierderi de debit în rotor

- etanșare cui contact, etanșare longitudinală cu material moale;
- etanșare fără contact, prin labirint.

Deci în rotor se găsește un debit:

$$Q_t = Q + q$$

acesta este un debit teoretic și este constant; din experiența de proiectare și exploatare valoarea randamentului volumetric este cuprinsă în intervalul $\eta_v \in [0,85 \div 0,95]$.

Criteriile după care se determină valoarea concretă a randamentului η_v sunt: înălțimea de pompare, debitul, numărul de labirinți (interstiții față/spate), rapiditate.

De exemplu dacă folosim $i = 2$ labirinți debitul parazit q crește și randamentul volumetric η_v scade, iar dacă folosim un labirint debitul parazit scade și randamentul volumetric η_v crește.

Rapiditatea pompei n_q este direct proporțională cu randamentul volumetric, influențându-l în mod corespunzător.

Dacă înălțimea de pompare H este mică, debitul parazit este destul de mic, deci randamentul volumetric va fi destul de ridicat.

Dacă considerăm randamentul în funcție de construcția rotorului atunci pentru un rotor de lățime mică va rezulta un debit parazit q mic vom avea rapiditatea pompei n_q mai mică și randamentul volumetric η_v mai mic. Pentru un rotor lat va rezulta un debit parazit q mare având rapiditatea pompei n_q mai mare și randamentul volumetric η_v mai mare.

7.2.1.2. Randamentul hidraulic

Randamentul hidraulic este dat de relația:

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{H_t - \sum h_r}{H_t} = 1 - \frac{\sum h_r}{H_t} < 1$$

unde:

H – înălțimea de pompare realizată de o pompă cu rotor real care vehiculează fluid real;

H_t – înălțimea de pompare teoretică, realizată de o pompă care are ca rotor real dar care vehiculează un fluid ideal;

$\sum h_r$ - suma pierderilor de sarcină în pompă, între flanșa de aspirație și cea de refulare;

Urmărind traseul fluidului: flanșa de aspirație – racordul de aspirație – canalul rotoric – canalul carcasei – racordul de refulare, se constată că apar atât pierderi de sarcină distribuite cât și pierderi locale.

$$\sum h_r = \sum h_d + \sum h_l$$

unde:

$\sum h_d$ - pierderi distribuite;

$\sum h_l$ - pierderi locale.

După efectuarea înlocuirilor vom avea mai departe următoarea relație pentru calculul pierderilor de sarcină în pompă:

$$\sum h_r = \frac{v^2}{2g} \left(\sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right)$$

unde:

$\sum \xi$ - pierderi locale: la intrarea în confuzor, în cotul rotorului, în difuzorul carcasi spirale, prin șoc hidraulic (dacă fluidul lovește dintr-o parte);
 $\lambda \frac{l}{d}$ - pierderi liniare: la intrare (în ștuț), în canalul rotoric, în carcasa spirală, la ieșire.

Randamentul uzual se încadrează în valorile: $\eta_h \in [0,8 \div 0,93]$.

Criteriile de alegere a randamentului hidraulic sunt următoarele:

- puterea hidraulică utilă P_h – dacă avem de a face cu o putere hidraulică mică proporțională cu raza hidraulică adică ca și aceasta din urmă să aibă o valoare scăzută, atunci valoarea randamentului hidraulic η_h va crește.

- raza hidraulică R_h – variază direct proporțional cu rapiditatea și anume pentru o valoare ridicată a acesteia va crește și valoarea randamentului hidraulic.

- turația – pentru turații cu valori relative mici, randamentul scade; pentru turații cu valori relative mari, valoarea randamentului va crește.

- construcție – pentru rugozități mari ale suprafeței vom avea pierderi de sarcină mari deci randamentul scade.

7.2.1.3. Randamentul mecanic

Randamentul mecanic este dat de relația:

$$\eta_m = \frac{P_{tz}}{P_a} = \frac{P_a - P_m - P_{fd}}{P_a} = 1 - \frac{P_m}{P_a} - \frac{P_{fd}}{P_a} = \eta_M - \xi_{fd}$$

unde:

$P_{tz} = \gamma \cdot Q_t \cdot H_{tz}$ – puterea din palele rotorice transferată fluidului;

P_m – pierderile mecanice în lagăre și etanșare;

$$P_{fd} = k \left(\frac{B}{D_2}, \text{Re} = \frac{D_2 u_2}{\nu} \right) \cdot \gamma_{fluid} \cdot D_2^2 \cdot u_2^3 = k' \cdot \gamma \cdot D_2^5 \cdot n^3$$
 - puterea

pierdută prin frecarea discurilor;

$$\eta_M = 1 - \frac{P_m}{P_a} \text{ - randamentul mecanic propriu-zis;}$$

ξ_{fd} – coeficient de frecare a discului.

$$P_m = P_r + P_{et}$$

unde:

$P_r = (0,5 \div 1,5) \% P_a$ – pierderile în rulmenți;

$P_{et} = (2 \div 4) \% P_a$ – pierderi în etanșare;

$P_{fd} = (7 \div 15) \% P_a$ – pierderi prin frecarea discurilor.

Randamentul total va avea relația:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

7.3. Calculul puterii de antrenare și alegerea motorului electric

7.3.1. Calculul puterii de antrenare

Randamentul total este dat de relația:

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_a}$$

va rezulta:

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_t}$$

unde: P_a – puterea de antrenare.

7.3.2. Alegerea motorului electric

Alegerea motorului electric se face funcție de puterea de antrenare necesară și turație, astfel încât va fi îndeplinită relația:

$$P_{ME} \geq P_a$$

Din STAS 1893-72 se alege tipul motorului.

Coeficientul de suprasarcină se calculează cu relația:

$$k_s = \frac{P_{ME}}{P_a} = 1,05 \div 1,4$$

dacă această condiție este îndeplinită înseamnă că motorul este bine ales.

7.4. Calculul arborelui (alegerea penei și verificarea ei, calculul intrării în rotor, calculul ieșirii din rotor, alegerea flanșei de aspirație)

7.4.1. Predimensionarea arborelui

Se face un calcul de predimensionare la torsiune. Se calculează momentul de torsiune cu relația:

$$M_t = \frac{P_{ME}}{\omega} = \frac{P_{ME}}{\frac{2\pi \cdot n}{60}} \quad [\text{N}\cdot\text{m}]$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{\frac{\pi d_a^3}{16}} = \frac{16M_t}{\pi d_a^3} \leq \tau_{at} \Rightarrow d_a = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \tau_{at}}}$$

τ_a - se alege în funcție de materialul din care este confecționat arborele.

d_a – se recomandă a fi multiplu de 5.

Diametrul de etanșare:

$$d_e = d_a + 5 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

Diametrul rotorului:

$$d_b = 1,6 \cdot d_a = 24 \text{ mm}$$

Lungimea capătului de arbore:

$$l_a = 20^{+0,007}_{-0,002} \text{ [mm]}$$

7.4.2. Alegerea, calculul și verificarea penei

Rotorul pompei se va fixa pe arbore cu o pană paralelă cu capete rotunde, figura 4, conform STAS 1004-85. În funcție de d_a se alege pana corespunzătoare.

Lungimea de contact: $l_c = l - b$

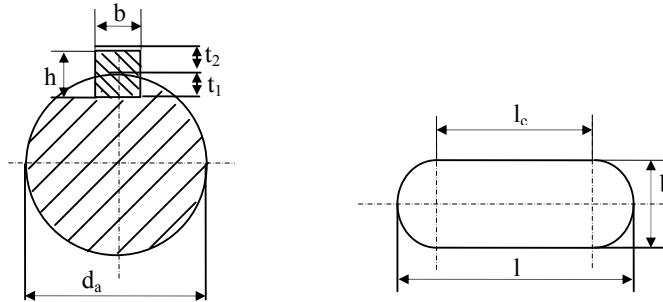


Fig.4. Pană paralelă

a. Verificarea la presiunea de contact:

$$F \cdot d_a = M_t$$

$$p_c \cdot \frac{h}{2} \cdot l_c = F$$

rezultă:

$$p_c \cdot \frac{h}{2} \cdot l_c = \frac{M_t}{d_a}$$

sau:

$$p_c = \frac{2M_t}{h \cdot l_c \cdot d_a} \leq p_{ac}$$

b. Verificarea la forfecare:

$$F \cdot d_a = M_t$$

$$\tau_f \cdot b \cdot l_c = F$$

rezultă:

$$\tau_f \cdot b \cdot l_c = \frac{M_t}{d_a}$$

sau:

$$\tau_f = \frac{M_t}{b \cdot l_c \cdot d_a} \leq \tau_{af}$$

7.5. Calculul intrării în rotor

Principalii parametri ai intrării în rotor sunt prezentați în figura 5.

a. Calculăm debitul teoretic:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

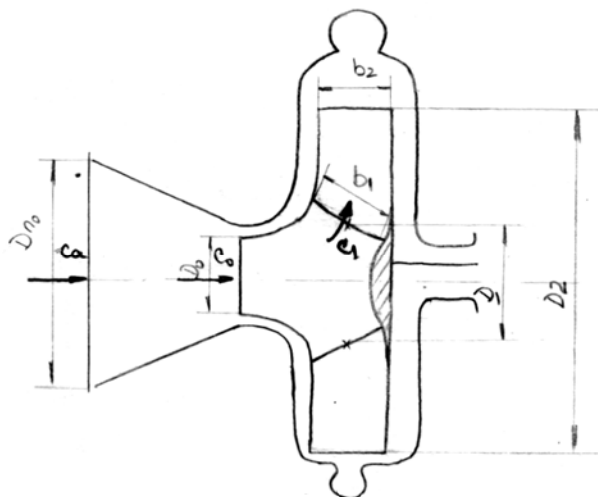


Fig. 5. Parametrii intrării în rotor

b. Viteza absolută imediat înainte de intrarea în rotor:

$$c_0 = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_t \cdot n^2}$$

c. Diametrul la intrarea în rotor:

$$\frac{\pi D_0^2}{4} \cdot c_0 = Q_t$$

rezultă:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_t}{\pi \cdot c_0}}$$

d. Alegem flanșa de aspirație:

$$D_{na} \geq D_0 \quad \text{STAS 8696-85}$$

$$c_{na} \leq c_0$$

e. Calculăm diametrul de intrare în paletaj:

$$D_1 = (0,8 \div 1,1) \cdot D_0$$

Se ține cont de faptul că D_1 crește odată cu scăderea rapidității n_q .

f. Calculăm viteza absolută la intrarea în paletaj:

$$c_1 \cong c_{m1} = \tau_1 \cdot c_0$$

unde:

τ_1 – coeficient de contracție a secțiunii la diametrul D_1 , datorită grosimii

palelor.

$$\tau_1 = 1,05 \div 1,25$$

g. Viteza de transport la intrare:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ [m/s]}$$

h. Unghiul relativ al palei la intrare:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1}$$

i. Lățimea palei la intrare:

$$b_1 = \frac{Q_t \tau_1}{\pi D_1 c_{m1}} \text{ [m]}$$

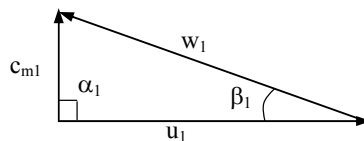


Fig. 6. Triunghiul de viteze la intrarea în rotor

7.6. Calculul ieșirii din rotor

Metoda I (grafică)

În funcție de rapiditatea pompei D_2 rezultă prin aflarea raportului: $\frac{D_2}{D_0} = f(n_q)$

Metoda II

Se exprimă înălțimea de pompare $H = D_2^2 n^2 k$.

unde: $k = f(\beta_2)$

rezultă: $D_2 = \sqrt{\frac{H}{n^2 k}}$

Metoda III (inginerescă)

$$H = \psi(\beta_2) \frac{u_2^2}{2g} = k(\beta_2) \frac{n^2 D^2}{10^4}$$

β_2 – este tipizat: $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$.

Pentru un H mare va rezulta un β_2 mare; p_m mare va rezulta că și β_2 va trebui ales mai mare.

Calculul numărului de pale:

$$z = 2\pi \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}$$

Metoda IV (exactă)

Se află diametrul D_2 cu metoda I (grafică) după care se calculează înălțimea de pompare pentru fluidul ideal și numărul implicit de pale:

$$H_{\infty} = \frac{1}{g} u_2 \cdot c_{u_2} = \frac{H(1+p)}{\eta_h}$$

unde:

H – înălțimea de pompare;

η_h – randamentul hidraulic.

$$p = \psi(\beta_2) \frac{r_2^2}{z \cdot S}$$

unde:

$$r_2 = \frac{D_2}{2};$$

p – coeficient reducător de sarcină dat de numărul finit de pale;

S – momentul static al liniei medii de curent (se consideră rotorul pur

radial);

$$S = \int_1^2 r \, dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

$z \in (6 \div 11)$ – număr de pale.

$$z = 2\pi \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Pentru ieșirea din rotor triunghiul vitezelor este reprezentat în figura 7.

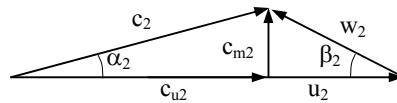


Fig. 7. Triunghiul de viteze la ieșirea din rotor

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}$$

$$c_{m2} = \tau_2 \cdot c_0$$

Se exprimă

$$c_{u2} = \frac{gH(p+1)}{u_2 \cdot \eta_h}$$

și rezultă:

$$u_2 - c_{u2} = \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

de unde:

$$u_2 - \frac{gH(p+1)}{u_2 \cdot \eta_h} = \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$b_2 = \frac{\tau_2 \cdot Q_t}{\pi \cdot D_2 c_{m2}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}}$$

7.7. Trasarea profilului canalului rotorice în plan meridian și în plan paralel

Se urmărește determinarea unei linii de curent intermediară, determinarea poziției muchiei de intrare, figura 8, trasarea palei după mai multe metode de trasare.

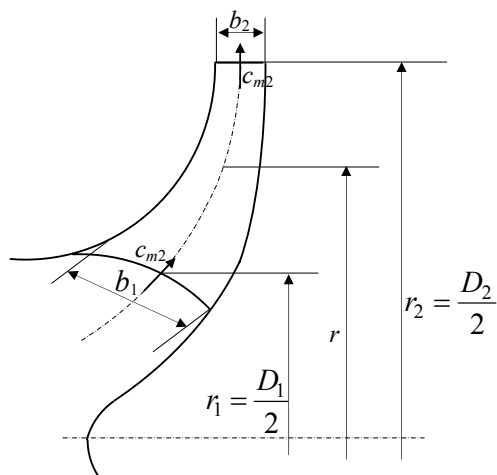


Fig.8. Profilul canalului rotorice

Prin variația $b(r)$ se urmărește trasarea profilului canalului rotorice. Variația $c_{m1} \rightarrow c_{m2}$ trebuie să fie continuă. La pompe se dimensionează parcursul canalului rotorice admitând variația monotonă a vitezei meridiene sau constanța ei. Se fac următoarele ipoteze:

- $c_{m1} = c_{m2} = c_m = \text{ct.}$
- variația grosimii profilului $s = s(r)$; funcție de experiența proiectantului;
- variația unghiului $\beta = \beta(r)$

Corespunzător diagramelor de variație enunțate mai sus, alcătuim următorul tabel:

Nr. pct.	r [cm]	s [cm]	β [°]	$t = \frac{2\pi \cdot r}{2}$ [cm]	$\sigma = \frac{s}{\sin \beta}$ [cm]	$\tau = \frac{t}{t - \sigma}$	$b(r) = \frac{\tau_i \cdot Q_i}{2\pi \cdot r_i \cdot c_m}$ [m]

Din aceste calcule rezultă forma discului de acoperire.

Se duc cercuri de diametru $b(r)$ tangente la discul principal, iar înfășurătoarea acestor cercuri dă forma discului de acoperire. Discul principal este puțin mai gros. Pentru fontă grosimea tehnologică indicată este de 2...4 mm.

7.7.1. Determinarea unei linii de curent intermediară

Se face pentru trasarea muchiei de intrare a palei și pentru pala dublu curbată în

spațiu. Fluxul hidrodinamic se trasează în ipoteza curgerii potențiale a unui fluid ideal fără pierdere, dar și fără câștig de energie ($\Sigma h_r = 0$ și c_u perpendiculară pe planul meridian).

Linia de curent centrală se va abate de la axul canalului. Repartiția de viteze la ieșire este constantă.

Ducem o linie de curent arbitrară astfel încât să împartă lățimea rotorului b_2 în două părți egale și să împartă rotorul în două subrotore prin care să treacă același debit.

$$\frac{1}{2} \frac{\pi D_0^2}{4} = \frac{\pi D_x^2}{4} \text{ rezultă: } D_x = \frac{D_0}{\sqrt{2}}$$

unde: D_x - este exact în dreptul diametrului D_0 .

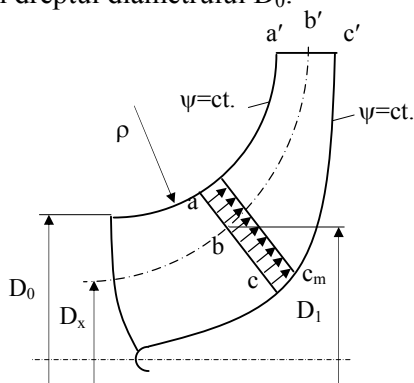


Fig.9. Linia de curent intermediară

Considerăm bb' o linie de curent.

Știm că $\psi \perp \varphi$

unde: ψ - linie de curent;

φ - potențialul vitezelor.

Mișcările potențiale sunt date de funcții monogene olomorfe:

$$f(z) = \varphi(x,y) + i\psi(x,y)$$

$$z = x + iy$$

$$\bar{v} = \text{grad}\varphi = \nabla\varphi = \bar{i} \frac{\partial\varphi}{\partial x} + \bar{j} \frac{\partial\varphi}{\partial y}$$

$$\begin{cases} u = \frac{\partial\varphi}{\partial x} \\ v = \frac{\partial\varphi}{\partial y} \end{cases}$$

Ecuția unei linii de curent este următoarea:

$$\frac{dx}{u} = \frac{dy}{v} \text{ rezultă: } \psi(x,y) = \text{ct.}$$

$$\text{Relațiile Cauchy-Riemann: } \begin{cases} u = \frac{\partial\varphi}{\partial x} = \frac{\partial\psi}{\partial y} \\ v = \frac{\partial\varphi}{\partial y} = -\frac{\partial\psi}{\partial x} \end{cases}$$

Se trasează rețeaua ortogonală de linii de curent $\psi = \text{ct.}$ și linii de potențial de

viteză $\varphi = \text{ct.}$ mereu vom avea $\psi \perp \varphi$.

Diagonalele trebuie să fie curbe continue, fără inflexiune. De-a lungul oricărei linii de potențial atât subrotorul A cât și în B au loc:

1. ecuația de continuitate:

$$2\pi \cdot r \cdot \Delta b \cdot c_m = \text{ct.} = \frac{Q}{2}$$

2. legea cuplului hidraulic constant:

$$\rho \cdot c_m = \text{ct.} \quad \rho \sim \Delta S$$

Prin împărțirea celor două relații se obține relația $r \frac{\Delta b}{\Delta S} = \text{ct.}$, care trebuie

verificată pentru fiecare linie de potențial.

$$\frac{r_{iA} \cdot \Delta b_{iA}}{\Delta S_{iA}} = \frac{r_{iB} \cdot \Delta b_{iB}}{\Delta S_{iB}}$$

Dacă nu se verifică relația se modifică Δb .

N r. linii	r cm]	Δb cm]	S cm]	$r \frac{\Delta b}{\Delta S} = \text{ct.}$

7.7.2. Determinarea poziției muchiei de intrare

Se face din condiția ca pala să fie egal sollicitată mecanic de-a lungul celor trei linii de curent, deci momentele statice să fie aceleași.

$$S_{bb'} = \int r \, dl = \Delta l \sum r_i$$

$$S_{aa'} = S_{bb'} = S_{cc'}$$

Se scurtează ultimul segment astfel încât $S_{aa'} \cong S_{bb'}$, analog $S_{bb'} \cong S_{cc'}$ de unde rezultă muchia de intrare.

7.7.3. Trasarea palei în plan paralel

Spre deosebire de ventilatoare, la pompe pala poate fi un arc de cerc, două arce de cerc sau profilul ei se poate trasa prin puncte (metodă exactă).

7.7.4. Trasarea palei simplu curbate în spațiu

Ducem cercurile de diametre D_{1B} și D_2 . Ducem un diametru vertical, notând cu

A punctul de deasupra. Din A ducem dreapta (Δ_1) înclinată cu unghiul β_2 față de diametru și (Δ_2) din centru, înclinată cu unghiul $\beta_1 + \beta_2$.

Notăm intersecția dreptei (Δ_2) cu cercul $C_{D_{1B}}$ cu M, iar intersecția dreptei AM cu $C_{D_{1B}}$ cu B. Se duce mediatoarea segmentului AB, care intersectează (Δ_1) în punctul O_1 .

Pala în plan paralel va fi arcul de cerc trasat cu centrul în O_1 de rază O_1A sau O_1B .

7.7.5. Trasarea palei dublu curbate în spațiu

$$\operatorname{tg} \beta_{1a,b_1c} = \frac{c_{m1}}{u_{1a,b_1c}} = \frac{c_m \cdot 60}{\pi \cdot D_{1a,b_1c} \cdot n}$$

r [mm]	$b(r)$ [mm]	β [°]	$\sin \beta$	$t = \frac{2\pi r}{z}$ [mm]	$\sigma = \frac{S}{\sin \beta}$	$\tau = \frac{t}{t - \sigma}$	c_m	$W = \frac{c_m}{\sin \beta}$	$\operatorname{tg} \beta$	S

7.8. Calculul carcasei spirale

Calculul carcasei spirale presupune calculul curbelor caracteristice (înălțimea maximă de aspirație, calculul curbei de sarcină), calculul masei rotorului, calculul forțelor radiale și axiale în rotor, calculul distanței optime dintre rotor și carcasă, calculul labirintilor, calculul rulmenților, etanșarea longitudinală, calculul săgeților statice și dinamice.

7.8.1. Calculul parametrilor carcasei spirale

Forma carcasei spirale se studiază în plan meridian și în plan paralel.

În plan meridian forma carcasei spirale poate fi circulară, trapezoidală și piriformă. Forma circulară se aplică la pompe foarte mici și de randament foarte scăzut, iar cea trapezoidală se folosește la suflante sau ventilatoare.

În plan paralel carcasa pot fi spirale sau inelare, pentru proiectul de față adoptând carcasa spirală.

Caracteristicile carcasei:

- raza de început a carcasei spirale: $r_3 = R_0 \rightarrow$ puțin mai mare decât raza r_2 a rotorului:

$$r_3 = (1,03 \div 1,05) D_2 / 2$$

- lățimea carcasei spirale:

$$b_3 = b_2 + 0,005 D_2$$

- există un efect de sucțiune (sugere) a lichidului astfel încât să se descarce presetupa.

Alegerea unghiului Γ :

$$\operatorname{tg} \Gamma = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sin \alpha_3}$$

unde: $2\Gamma = 30^\circ \div 60^\circ$;

$\gamma_{\max} = 7^\circ \div 8^\circ$; unghi real de difuzor;

$\alpha_3 = \alpha_2 = 10,74^\circ$

Trebuie să calculăm secțiunea la diferite unghiuri astfel încât să poată trece un debit mai mare ca cel nominal.

$$Q_{CS} = (1,05 \div 1,25) Q$$

Alegem diverse raze și calculăm debitul prin fiecare fâșie și raportăm la debitul final. În funcție de acestea rezultă variația dR_i .

$$R_1 \cdot c_u = r_3 C_{u3}$$

Din aproape în aproape se face tot calculul trecut în tabelul de mai jos:

Nr. crt.	R_i [mm]	$b(R_i)$ [mm]	c_u [m/s]	ΔQ [m ³ /h]	$\Sigma \Delta Q$ [m ³ /h]

$$dQ = c_u(R_i) \cdot b(R_i) \cdot dR_i$$

Se construiește diagrama $R = R(Q)$ cu ajutorul căreia se pot găsi razele R_φ , corespunzătoare diferitelor unghiuri pentru care facem calculul secțiunii.

$$Q_\varphi = \frac{Q_{CS}}{360} \cdot \varphi$$

φ	0	45	90	135	180	225	270	315	360
Q_φ	0								
R_φ	0								

7.8.2. Calculul curbelor caracteristice

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} u_2 \left(u_2 - \frac{Q_t \cdot \tau_2}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

Graficul se construiește prin tăieturi.

$$Q_t = 0 \Rightarrow H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g}$$

$$H_t = 0 \Rightarrow \frac{u_2^2}{g} = \frac{Q_t \cdot \tau_2}{\pi D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}$$

$$\text{Rezultă: } Q_i = \frac{\pi D_2 \cdot b_2 \cdot \text{tg} \beta_2 \cdot u_2^2}{g \cdot \tau_2}$$

$$H_{tz} = \varepsilon \cdot H_{t\infty} = 0,75 \cdot H_{t\infty}$$

unde: ε se alege de la calculul diametrului D_2 .

$$H = H_{tz} - h_{frec} - h_{soc}$$

$$h_{frec} = k \cdot Q_i^2$$

$$k = \frac{H_{tn}(1 - \eta_{hn})}{Q_{tn}^2}$$

$$h_{soc} = \frac{k}{2g} \left(1 - \frac{Q_i}{Q_{tn}} \right)^2 \left[u_1^2 + u_2^2 \frac{D_2}{D_4} \cdot \frac{1}{1+p} \right]$$

$$k = 0,3 + 0,6 \frac{\beta_2}{90}$$

$$D_4 = 2R_0$$

Se alege P_{aN} – puterea de antrenare nominală și P_0 – puterea de mers în gol.

Se determină tangenta la curbă în punctul nominal:

$$\text{tg} \varepsilon = \frac{\gamma}{102 \cdot \eta_m} \left[3H_{real}^N - H_{t0} - \frac{H_{real}^N}{\eta_h^N} \right]$$

Cu ajutorul tangentei se determină curba $P_a = P_a(Q)$.

Curba: $\eta_h = \eta_h(Q)$

$$\eta_h(Q) = \frac{H_{real}}{H_{tz}}$$

7.8.3. Calculul masei rotorului

$$M_{rotor} = M_{dp} + M_{da} + M_p + M_b$$

Masa discului principal:

$$M_{dp} = \frac{1}{g} \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_b^2) \cdot S \cdot \gamma_{Fc}$$

Masa discului de acoperire:

$$M_{da} = \frac{1}{g} \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_0^2) \cdot S \cdot \gamma_{Fc}$$

Masa palelor:

$$M_p = \frac{1}{g} z \cdot \gamma \cdot \frac{D_2 - D_1}{2} \cdot \frac{b_1 - b_2}{2} \cdot \frac{S_1 + S_2}{2}$$

Masa butucului:

$$M_b = \frac{1}{g} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_b^2 - d^2) \cdot l_b \cdot \gamma$$

7.8.4. Calculul forței radiale

$$P = \frac{k \cdot H \cdot D_2 \cdot B_2}{2,31}$$

$$k = 0,36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right]$$

$$P = 9795,81 \cdot k \cdot H \cdot D_2 \cdot B_2$$

unde: B_2 – lățimea rotorului la ieșire plus lățimea discurilor.

7.8.5. Calculul distanței optime dintre rotor și carcasă

Acest calcul se leagă de puterea pierdută prin frecarea discurilor P_{fd} .

Dacă distanța este prea mare, energia consumată pentru întreținerea vârtejurilor este prea mare. Dacă distanța este prea mică, gradientul vitezei crește.

$$P_{fd} = \int_{r_b}^{R_2} \eta \frac{du}{dn} \cdot 2\pi r \, dr$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$Re_\omega = \frac{\omega \cdot R_2^2}{\nu}$$

unde: $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ - viscozitate cinematică;

η - viscozitate dinamică;

ρ - densitate.

Din diagrame se scoate raportul $\left(\frac{B}{R_2} \right)_{optim}$ din care rezultă B . Se va alege

constructiv un anumit B .

7.8.6. Calculul labirinturilor

Lungimea:

$$l = \left(\frac{2gH_{pi} \cdot \pi^2 D_i^2 \delta_i^2}{q^2} - \sum \xi_i \right) \cdot \frac{2\delta}{\lambda}$$

$$H_{pi} = H_p - \frac{u_2^2}{2g} + \frac{u_i^2}{8g} = \left(1 - \frac{c_{u2}}{2u_2} \right) \cdot H_{t\infty}$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = 1 - \frac{q}{Q_t} \text{ rezultă: } q = Q_t (1 - \eta_v)$$

$$\delta_{min} = \sqrt{\frac{\gamma}{\beta}} = \frac{q}{\pi \cdot D_i} \sqrt{\frac{\sum \xi_i}{2g \cdot H_{pi}}}$$

7.8.7. Calculul săgeții statice și dinamice**7.8.8. Calculul greutateii arborelui**

$$G_a = \gamma \cdot V$$

7.8.9. Calculul săgeții dinamice

$$F_c = \frac{G_r}{g} \cdot \omega^2 \cdot e$$

unde: G_r – greutatea rotorului;
 e – se determină constructiv.

$$I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$f = \frac{P}{3E \cdot I_z} (l + a) \cdot a^2$$

unde: l – distanța dintre lagăre;
 a – distanța dintre rotor și rulment;

$$P = F_G + G_r + G_a$$

7.8.10. Calculul săgeții statice

$$f_1 = 2j_r \cdot \frac{a}{l} + j_r$$

BIBLIOGRAFIE

1. Anton, V., Popoviciu, M., Fitere, I. *Hidraulică și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1978.
2. Ciobanu, C., s.a. *Îndrumar de laborator de hidraulică și mașini hidraulice*, Institutul Politehnic Iași, Facultatea de Mecanică, vol. I (Hidraulică), 1971.
3. Cioc, D. *Hidraulica*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
4. Dumitrescu, D. *Hidraulica*, În : *Manualul inginerului*, vol. II, p. 231-289. Editura Tehnică, București, 1966.
5. Dumitrescu, D. și Iamandi, C. *Hidraulica*. În: *Manualul inginerului hidrotehnician*, vol. II, p.117-278. Editura Tehnică, București, 1969.
6. Dumitrescu, D. și Ernest Răzvan. *Disiparea energiei și disipatori de energie*. Editura Tehnică, București, 1972.
7. Florea, Julieta și Zidaru, Gh. *Bazele hidraulicii. Culegere de probleme*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1969.
8. Florea, Julieta și Izbășoiu, C., E. *Hidraulica și mașini hidraulice* (litografiat). Institutul Politehnic București, 1974.
9. Florea, J., Panaitescu, V. *Mecanica fluidelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
10. Florescu Iulian *Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice* Editura Alma Mater Bacău, 2000, ISBN 973-99703-0-3.
11. Florescu Iul., Florescu D., Olaru Ionel, *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*. Îndrumar de laborator, Editura Tehnica Info Chișinău, 2003 ISBN 9975-63-222-X.
12. Florescu Iulian, Florescu Daniela, *Hidraulica* Editura Tehnica Info Chișinău, 2006, ISBN 978-9975-63-282-9
13. Ionescu, E., M., Stoicescu, Maria *Hidraulică generală. Îndrumar de laborator*, Institutul de Petrol și Gaze, Ploiești 1989.
14. Ionescu, D., Izbășoiu, E. *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
15. Ionescu, Dan, Gh. *Introducere în hidraulică*, Editura Tehnică, București, 1977.
16. Marinov, Anca, Maria *Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice*, (partea întâi), Universitatea "Politehnica", București 1993.
17. Marinov, Anca, Maria *Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice*, (partea a doua), Universitatea "Politehnica", București 1994.
18. Oprean, V. *Acționări hidraulice*, Editura Tehnică, București, 1976.
19. Oroveanu, T. *Mecanica fluidelor vâscoase*, Editura Academiei, București, 1967.
20. Pavel, Dorin. *Mașini hidraulice*, 2 vol., Editura Energetică de Stat, București, 1955 (vol I) – 1956 (vol II).
21. Pavel, Dorin. *Stații de pompare și rețele de transport hidraulic*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1964.

22. Pavel, D., Zarea, Șt. *Turbine hidraulice și echipamente hidroenergetice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968.
23. Reynolds, A., J. *Turbulent Flows in Engineering*. John Wiley & Sons, London, 1974.
24. Robescu, Dan și Robescu, Diana. *Dinamica fluidelor polifazate, transport și depoluare. Îndrumar de laborator*, Universitatea Politehnica București, 1995.
25. Zidaru, Gh. *Hidrodinamica rețelelor de profile* (litografiat), Institutul Politehnic București, 1974.